

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FARKLI KAPİLERİ EŞANJÖR UYGULAMALARININ
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YASİN KORAY HACISALİHOĞLU

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. ÖZDEN AĞRA**

İSTANBUL, 2016

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FARKLI KAPİLERİ EŞANJÖR UYGULAMALARININ
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Yasin Koray HACISALİHOĞLU tarafından hazırlanan tez çalışması 26.04.2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Özden AĞRA
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Özden AĞRA
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail TEKE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU
İstanbul Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmamın başından sonuna kadar ilgisini eksik etmeyen, eleştirileri ve önerileri ile hep en iyiye yöneltmesinin yanında, daha iyi bir kariyer sahibi olmamda her zaman yol gösterici olan saygıdeğer danışman hocam Sn. Doç. Dr. Özden AĞRA'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışması ARÇELİK A.Ş. Ar-Ge Mekanik Teknolojiler Yöneticiliğine bağlı Isıl Teknolojiler biriminin Termodinamik Ailesi laboratuvarlarında gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, gerekli laboratuvar altyapısını sağlayan Sn. Dr. Faruk BAYRAKTAR'a, Sn. Dr. Levent AKDAĞ'a ve Sn. Dr. Tolga Nurettin AYNUR'a teşekkürü borç bilirim.

Yüksek lisans dönemimde, proje mühendisi olarak başladığım günden tezimi noktaladığım sürenin sonuna kadar, değerli desteğini eksik etmeyen, her türlü imkanı sunan değerli danışmanım Sn. Mak. Yük. Müh. Tolga APAYDIN'a saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Deney düzeneğinin kurulumunda ve ileri aşamalarda ortaya çıkan sorunları çözmeye yardımlarını esirgemeyen Sn. Erkan KARAKAYA'ya, Sn. Ercan KURTULDU'ya, Sn. Faruk KOCABIYIK'a, Sn. Cafer ÖZYURD'a ve Sn. Seçkin TÜYSÜZ'e teşekkür ederim.

Varlıklarıyla her zaman bana güç veren, doğduğum andan günümüze kadar maddi manevi desteklerini esirgemeyen, her kararımın arkasında duran, yol gösteren, iyiye teşvik eden, iyi bir birey olmayı öğreten yerleri hiçbir şey ile doldurulamayacak olan annem Sn. Leyla HACISALİHOĞLU'na, babam Sn. Osman HACISALİHOĞLU ve kardeşim Sn. Şenay İpek HACISALİHOĞLU'na sonsuz sevgi ve teşekkürlerimi sunarım.

Hayata daha olumlu bakmamı sağlayan, bana sevgi ve saygıyı öğreten, tüm zorlukları benimle aşan ve tekrarı mümkün olmayan en özel zamanlarımı paylaşan, tanıştığım en özel insan, Sn. Elif ÖZKAN'a sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum.

Üniversite hayatımı ve iş hayatımı geçirdiğim, bir çok maceralar yaşadığım, yerleri doldurulamayacak dostlarıma çok teşekkür ederim.

Nisan, 2016

Yasin Koray HACISALİHOĞLU

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ.....	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT.....	xii
BÖLÜM 1	
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	2
1.3 Hipotez	3
BÖLÜM 2	
2.1 Makale Araştırması	4
2.1.1 Kapileri Boru Emme Hattı Eşanjörlerinin Tasarım ve Optimizasyonu .	4
2.1.2 Diyabatik Tip Kapileri Boru Emme Hattı Eşanjörü İçin Mekanik Model Temel Alınarak Ampirik Korelasyon Geliştirilmesi	6
2.1.3 Diyabatik Kapileri Boruların Alternatif Soğutkanlarla Performansı.....	7
2.1.4 Diyabatik Kapileri Boru Akışı: Homojen Bir Model Ve Proses Tanımı .	9
2.1.5 Kapileri Boru Çapı Ve Soğutkan Şarjı Bileşik Etkisinin Performans Analizi İle Hafif Ticari Bir Dondurucunun En Uygun Tasarımı	11
2.1.6 Değişken Kısılma Elemanı Kapasitesi, Soğutkan Şarjı Ve Çevre Sıcaklığı Etkileri Altında ev Tipi Bir Buzdolabının Performansı.....	14
2.1.7 Spiral Kapileri Boru Boyunca R-134a Diyabatik Akışının Deneysel Olarak İncelenmesi	17
BÖLÜM 3	
3.1 Deney Düzeneklerinin Tanıtımı	21
3.2 Deneylerde Kullanılacak Kapileri Boru Emme Hattı Eşanjörü Grupları	25

3.3	Deney Prosedürü	27
3.4	Belirsizlik Analizi.....	29
BÖLÜM 4		
4.1	Deneylerin Tasarımı	32
4.2	Deney Sonuçları	34
4.3	Sonuç ve Öneriler.....	48
KAYNAKLAR.....		50
ÖZGEÇMİŞ.....		51

SİMGE LİSTESİ

bar	Basınç ifadesi
cm	Santimetre
°C	Sıcaklık-celsius derece
dk	Dakika
dm ³	Desimetreküp
gr	Gram
K	Sıcaklık-kelvin derece
kg	Kilogram
L	Uzunluk
m	Metre
mA	Miliamper
mm	Milimetre
P	Basınç
T	Sıcaklık
V	Hacim
W	Watt
Wh	Watt.Saat

KISALTMA LİSTESİ

aa	Çevre ortam
AB	Alçak basınç
corr	Düzeltilmiş
CTSLHX	Kapileri boru emme hattı eşanjörü
ET	Enerji Tüketimi
hex	Eşanjör
kap	Kapileri Boru
MP	M-paket
Ort	Ortalama
Pt	Basınç Transdüseri
Tc	Termoeleman çifti
YB	Yüksek Basınç

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1. 1	a)P-h üzerinde kapileri emme hattı eşanjörü b) kapileri modelinde bileşenlerin bölünmesi [1]	2
Şekil 2. 1	Kapileri çapının giriş ve çıkış uzunluğuna bağımlılığı [1]	4
Şekil 2. 2	İyi ve kötü performanslı kapileri geometrilerinin tanımlandığı bölgeler [1]....	6
Şekil 2. 3	Çeşitli parametrelerin kütleli debiye kısmı etkileri [2]	7
Şekil 2. 4	Kapileri boyunun kütleli debiye etkisi [3]	7
Şekil 2. 5	Kapileri iç çapının kütleli debiye etkisi [3]	8
Şekil 2. 6	Isı değiştirici uzunluğunun kütleli debiye etkisi [3]	8
Şekil 2. 7	Kapileri eşanjör boyunca soğutkan kurulum derecesinin değişimi [4]	10
Şekil 2. 8	Kapileri eşanjör boyunca basınç profilinin değişimi[4]	10
Şekil 2. 9	Sıcaklık ve basınç sensör konumlarının sistemdeki yerleşimi [5]	12
Şekil 2. 10	Farklı yaklaşımları dikkate alan kompresör güç tüketimi [5]	13
Şekil 2. 11	Deney düzeneği (Kapileri boru emme hattı eşanjörü gösterilmemiştir [6].	15
Şekil 2. 12	Termoeleman çiftlerinin soğutma sistemi üzerinde gösterimi [6]	15
Şekil 2. 13	Deney düzeneğinin Şematik resmi [7]	17
Şekil 2. 14	(a) Spiral test bölmesi ve (b) kesit görünüşü [7]	18
Şekil 2. 15	Diyabatik ve adyabatik kapileri borulardaki kütleli debi karakteristiklerinin karşılaştırılması [7]	19
Şekil 3. 1	Deney düzeneğinin ısı kontrol odasındaki yerleşimi.....	22
Şekil 3. 2	Deney düzeneğinde kullanılan kontrolörler (a-d) ısıtıcı ve kompresör açma kapama anahtarları, (b-c) Isıtıcı ve kabin içi sıcaklık termostatları.....	23
Şekil 3. 3	Deney düzeneğinin şematik gösterimi.....	23
Şekil 3. 4	M-paketlerin dolap içindeki yerleşimi	24
Şekil 3. 5	(1a,2a)CTSLHX, (1b,2c)AB transdüseri, (1c)evaporatör, (1d)defrost ısıtıcısı, (2b)kompresör, (2d)YB transdüseri, (2e)drayer, (2f)tahliye borusu, (2g)kondenser	25
Şekil 3. 6	Kapileri boru emme hattı eşanjörlerinin CAD çizimleri(Çizelge 3. 2).....	26
Şekil 3. 7	(a)CTSLHX açılmış görüntü (b) kullanılan bütün CTSHX grupları.....	27
Şekil 4. 1	Minitab üzerinden faktöriyel tasarımın seçilmesi [8]	32
Şekil 4. 2	En uygun deney tasarımının belirlenmesi [8]	33
Şekil 4. 3	Deney tasarımında faktörlerin oluşturulması [8].....	33
Şekil 4. 4	Birinci deney düzeneği için ortalama M-paket sıcaklığının -17 ile -18 °C olduğu durumdaki Güç, Ortam sıcaklığı ve M-paket sıcaklığının zamana bağlı değişimi	35

Şekil 4. 5	Birinci deney düzeni için ortalama M-paket sıcaklığının -18 ile -19 °C olduğu durumdaki Güç, Ortam sıcaklığı ve M-paket sıcaklığının zamana bağlı değişimi	36
Şekil 4. 6	Faktöriyel tasarımın analiz edilmesi [8]	39
Şekil 4. 7	Etkileri incelenecek parametrelerin seçilmesi [8].....	40
Şekil 4. 8	Bütün parametrelerin etkilerini içeren varyans analizi sonuçları [8]	41
Şekil 4. 9	Sadeleştirilmiş sonuçlara göre varyans analizi [8]	42
Şekil 4. 10	Deney parametrelerinin enerji tüketimine etkileri	44
Şekil 4. 11	Deney parametrelerinin ana etki grafiği.....	44
Şekil 4. 12	Hesaplanan enerji tüketimi üzerine bileşik parametre etkilerinin çoklu değişken grafiğinde gösterimi.....	45
Şekil 4. 13	İkili parametre etkileşimlerinin enerji tüketimine etkileri.....	47
Şekil 4. 14	Regresyon Grafiği.....	47

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2. 1	Tasarım koşullarında kapileri emme hattı eşanjörü performansları [1]	5
Çizelge 2. 2	Deneysel Ölçümler [5].....	12
Çizelge 2. 3	25°C Ortam sıcaklığı için deney verileri [6]	16
Çizelge 3. 1	Düzenekte kullanılan ölçüm aletleri	25
Çizelge 3. 2	Kapileri boru emme hattı eşanjör gruplarının geometrileri	26
Çizelge 3. 3	Ölçüm cihazlarının doğruluk değerleri	30
Çizelge 3. 4	Ölçüm belirsizliği sonuçları.....	31
Çizelge 4. 1	Deney Tasarımı [8]	34
Çizelge 4. 2	Birinci deney grubu için birinci ölçüm sonuçları	35
Çizelge 4. 3	Birinci deney grubu için ikinci ölçüm sonuçları.....	37
Çizelge 4. 4	Ölçüm Sonuçları	38
Çizelge 4. 5	π parametrelerinin gösterimi.....	42
Çizelge 4. 6	Ölçülen değerler ile hesaplanan değerlerin karşılaştırılması.....	43
Çizelge 4. 7	İlave test sonuçlarının korelasyona uygulanması	48

FARKLI KAPİLERİ EŞANJÖR UYGULAMALARININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Yasin Koray HACISALİHOĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Özden AĞRA

Buzdolapları ve dondurucular özellikle konutların enerji tüketiminde en büyük paya sahiptir. Çamaşır makinesi, bulaşık makinesi, fırın, televizyon, aydınlatma, bilgisayar vb. enerji tüketen eşyalar çoğunlukla gündüzleri ve belirli zamanlarda çalışmaktadır, buzdolapları ise günün 24 saati durmaksızın çalışmaktadır. Bu yüzden özellikle buzdolaplarında/dondurucular yapılacak enerji verimliliği çalışmaları enerji tüketimi harcamaları ve çevre üzerine büyük önem arz etmektedir.

Yapılan çalışmanın amacı, ev tipi tezgah altı bir dondurucuda farklı kapileri eşanjör geometrilerinin sistem performansına etkilerini incelemek ve mevcut düzenek için optimum kapileri boru emme hattı eşanjörünü ve soğutucu akışkan şarj miktarını belirlemektir. Soğutma sistemlerinde soğutma görevini çeşitli hidrokarbon bileşikler gerçekleştirilmektedir. Mevcut deney düzenğinde bu görevi izobütan (R-600a) gerçekleştirmektedir.

Yapılan deneysel çalışma sonucunda, buzdolabı/dondurucu enerji tüketim performansı üzerine kapileri boru emme hattı eşanjörlerinde en etkili parametreleri sırasıyla; kapileri boru boyu, emme hattı eşanjörü konumu, eşanjör boyu ve şarj miktarıdır.

Anahtar Kelimeler: Enerji tüketimi, Soğutma, R-600a(izobütan), Kapileri boru, Isı değiştirici

ABSTRACT

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE DIFFERENT CAPILLARY TUBE SUCTION LINE HEAT EXCHANGER APPLICATIONS

Yasin Koray HACISALIHOGU

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Özden AĞRA

Refrigerators and freezers have big share on energy consumption especially in houses. Energy consumer products like washing machines, dish washers, ovens, televisions, illuminations, computer and sth. used in houses are working a time of the day, but refrigerators/freezers work continuously. Energy efficiency studies on the refrigerators/freezers have great importance on energy consumption and environment due to these properties of refrigerators/freezers.

Aim of this study is investigation of effects of the different capillary tube suction line heat exchanger geometries on the system performance and identifying the optimal capillary tube suction line heat exchanger and refrigerant charge amount for household undercounter freezers. Refrigerating process in the refrigeration system is done by hydrocarbon compounds. For available study this work is done by isobutane (R-600a).

According to result of the experimental studies, parameters in the order of importance on the system performance are capillary tube length, suction line heat exchanger position, length of heat exchanger region and charge amounts, respectively.

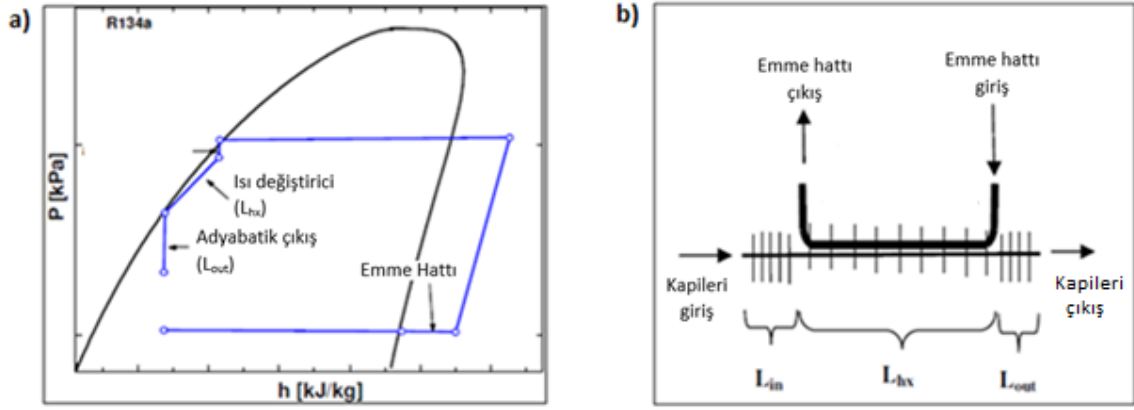
Keywords: Energy consumption, refrigeration, R600-a (isobutane), Capillary tubes, Heat Exchangers

YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

1.1 Literatür Özeti

Kapileri borular günümüzde ev tipi buzdolapları/dondurucuları gibi düşük kapasiteli soğutma sistemlerinde gerekli basınç düşümünü sağlamak için kısılma elemanı olarak kullanılmaktadır. Kapileri boruların kısılma vanalarına göre daha ucuz olması bu sistemin kullanılmasındaki en önemli etkidir. Kapileri boru buzdolabı üzerindeki en basit sistem bileşeni olarak görünse de, içerisinden geçen soğutucu akışkanın davranışını belirlemek çok zordur. Bu ekipman en düşük maliyete sahip ana çevrim ekipmanı olmasına rağmen, önemi çok fazladır. Kapileri borular soğutma sistemlerinde adyabatik ve diyabatik olmak üzere iki tipte bulunabilmektedir. Diyabatik düzenler sistem soğutma kapasitesini arttırdığından çokça tercih edilmektedir, fakat bu düzendeki akış davranışlarını belirlemek çok zordur, her bir soğutma ekipmanı için uzun zaman harcanılan deneyler gerektirmektedir. Adyabatik kapileri boru kondenser ile evaporatör arasında çok küçük çaplı ve uzun bir bakır borudan meydana gelmektedir($d_{\text{kapil}}=0,6-1\text{mm}$, $L_{\text{kapil}}=2-5\text{ m}$). Diyabatik düzende ise buna ek olarak evaporatör çıkışından sonra akışkan kompresöre girmeden önce bir ısı değiştirici oluşturacak şekilde kapileri boru ile temas ettirilir.

Bu sistemin avantajı soğutkanın kompresöre girmeden önce ısıtarak kuruluk derecesinin düşürülmesini ve böylelikle sistemin soğutma kapasitesinin arttırılmasını sağlar(Şekil 1. 1).



Şekil 1. 1 a)P-h üzerinde kapileri emme hattı eşanjörü b) kapileri modelinde bileşenlerin bölünmesi [1]

Ayrıca kapileriden emme hattına transfer olan ısı sayesinde emme hattına taşan sıvı soğutkan buharlaştırılır bu da kompresöre sıvı soğutkan girmesinden kaynaklanacak hasarların önüne geçilmesinde yardımcı olur. Fakat, soğutkan adyabatik düzene göre daha yüksek sıcaklıkta kompresöre gireceğinden sistemin enerji tüketimini arttırabilir.

1.2 Tezin Amacı

Yapılan çalışmanın amacı, ev tipi tezgah altı bir dondurucuda farklı kapileri eşanjör geometrilerinin sistem performansına etkilerini incelemek ve mevcut düzenek için optimum kapileri boru emme hattı eşanjörünü ve soğutucu akışkan şarj miktarını belirlemektir. Bu amaçla, tam faktöriyel yaklaşımı kullanılarak bir deney tasarımı (DOE) yapılmış ve buna uygun bir dizi ölçüm yapılması planlanmıştır. Ölçümlerin sonucunda sonuçların karşılaştırılması için enerji tüketim sonuçları, ISO 15502'ye göre dondurucular için hedef sıcaklık olan -18 °C'ye interpolasyonuyla elde edildi. Çıkan sonuçlardan, enerji tüketimini veren bir ampirik korelasyon elde edilmesi ve en düşük enerji tüketimini veren kapileri eşanjör geometrisi ve şarj miktarı belirlenmesi tez çalışmasının ana hedefidir. Bütün deneyler doğru bir karşılaştırma yapılabilmesi ve belirsizliklerin ortadan kaldırılabilmesi için standartlarca belirlenmiş termostat kontrollü ısı odasında sabit sıcaklıkta (25±1°C) yapılmıştır.

1.3 Hipotez

Literatürden edinilen bilgilere göre kapileri boru emme hattı eşanjörü geometrisinin enerji tüketimi üzerinde etkisi oldukça yüksektir. Bu bilgilerden yola çıkılarak, eşanjör bölmesi uzunluğunun, kapileri boru uzunluğunun, eşanjör konumunun ve şarj miktarının değiştiği durumlar için tezgah seviyesi bir dondurucunun enerji tüketimi incelenecektir. Yapılan ölçümler sonucunda, mevcut deney düzeneği için en uygun kapileri boru emme hattı eşanjörünün belirlenmesi ve enerji tüketim miktarının azalması beklenmektedir. Ekonomik açıdan bakılacak olursa, CTSLHX grubunda yapılacak iyileştirmeler dahilinde boyutlardan gelebilecek kazanımlarla, seri üretim miktarlarının büyüklüğü düşünülecek olursa üretim maliyetlerinden oldukça iyi bir tasarruf sağlanacaktır.

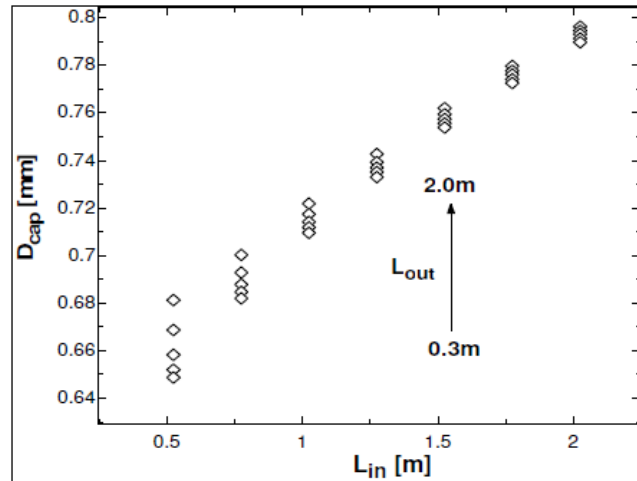
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1 Makale Araştırması

2.1.1 Kapileri Boru Emme Hattı Eşanjörlerinin Tasarım ve Optimizasyonu

J. Gaurav ve B. Clark [1] kapileri boru emme hattı eşanjörlerinin tasarım ve optimizasyonu üzerine bir çalışma yapmışlardır.

Bu çalışmada, kapileri boru emme hattı eşanjörünün geometrisinin sistem performansına etkisi çeşitli tasarım ve tasarım dışı koşulların sistem modeline gömülmesi yoluyla incelenmiştir.



Şekil 2. 1 Kapileri çapının giriş ve çıkış uzunluğuna bağımlılığı [1]

Çizelge 2. 1`de kapileri boru emme hattı geometrisinin performansa etkisi incelenmiştir, kullanılan adyabatik giriş ve çıkış uzunluklarını belirlemek için S, M, L harfleri kullanılmıştır. Çizelge 2. 1`de gösterilen ikili kodlamaların örneğin SM sol tarafındaki

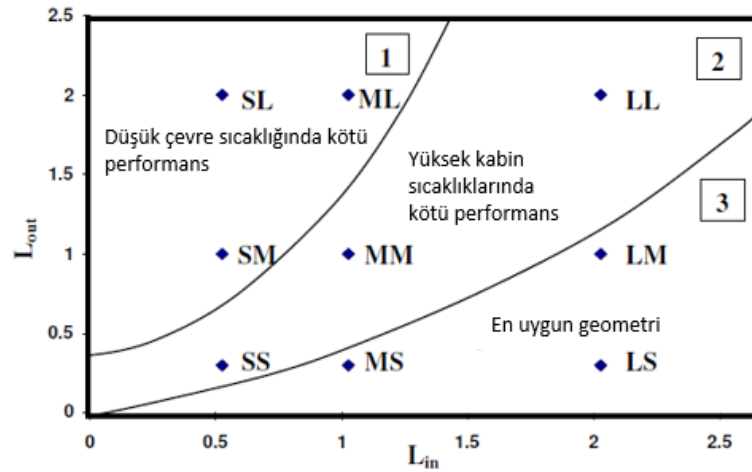
ifade giriş, sağ tarafındaki ifade çıkış uzunluğunu göstermektedir. Bu ifadelerde S, kısa, M, orta, L, uzun boru uzunluğunu belirtmektedir.

Çizelge 2. 1 Tasarım koşullarında kapileri emme hattı eşanjörü performansları [1]

Captube	L_{in} [m]	L_{out} [m]	COP	D_{cap} [mm]	V_{flow} [m ³ /s]*1000
SS	0.524	0.3	1.660	0.649	0.2345
SM	0.524	1.0	1.664	0.655	0.2343
SL	0.524	2.0	1.667	0.681	0.2339
MS	1.024	0.3	1.655	0.710	0.2352
MM	1.024	1.0	1.659	0.713	0.2348
ML	1.024	2.0	1.664	0.722	0.2342
LS	2.024	0.3	1.648	0.790	0.2363
LM	2.024	1.0	1.653	0.792	0.2357
LL	2.024	2.0	1.658	0.796	0.2348

Kapileri geometrisi tasarım koşullarında sabitlendikten sonra, iklim, kapı açılması, karlanma, kirlenme gibi dış koşullara sistemin tepkisini görmek önemlidir. Bunun için aşağıdaki koşullar simüle edilmiştir:

- Oda sıcaklığı 16 °C ile 49 °C arasında değiştirilmiştir.
- Evaporatör hava giriş sıcaklığı, sık kapı açılışları sonucundaki yüksek yük koşullarını simüle etmek için 10 °C'ye arttırılmıştır.
- Evaporatör dış yüzeryindeki aşırı karlanmayı tanımlamak için evaporatör hava debisi yarıya düşürülmüştür.
- Kondenserdeki tıkanmayı ya da kirlenmeyi tanımlamak için kondenser hava debisi yarıya düşürülmüştür.



Şekil 2. 2 İyi ve kötü performanslı kapileri geometrilerinin tanımlanmış bölgeleri [1]

Sabit bir adyabatik giriş uzunluğu için, kısa adyabatik çıkış uzunluğuna sahip kapileri borular, evaporatöre yüksek sıcaklıktaki havanın girmesi koşulunda uzun çıkış uzunluklulara göre daha iyi performans göstermiştir. Test edilen bütün tasarım dışı koşullarda girişi uzun, çıkışı kısmen kısa olan düzenler daha iyi ve kararlı performans göstermiştir.

2.1.2 Diyabatik Tip Kapileri Boru Emme Hattı Eşanjörü İçin Mekanik Model Temel Alınarak Ampirik Korelasyon Geliştirilmesi

D. Sarker ve J. H. Jeong [2] 2012 yılında, diyabatik tip kapileri boru emme hattı eşanjörü için mekanik model temel alınarak ampirik bir korelasyon geliştirmeye çalışmışlardır.

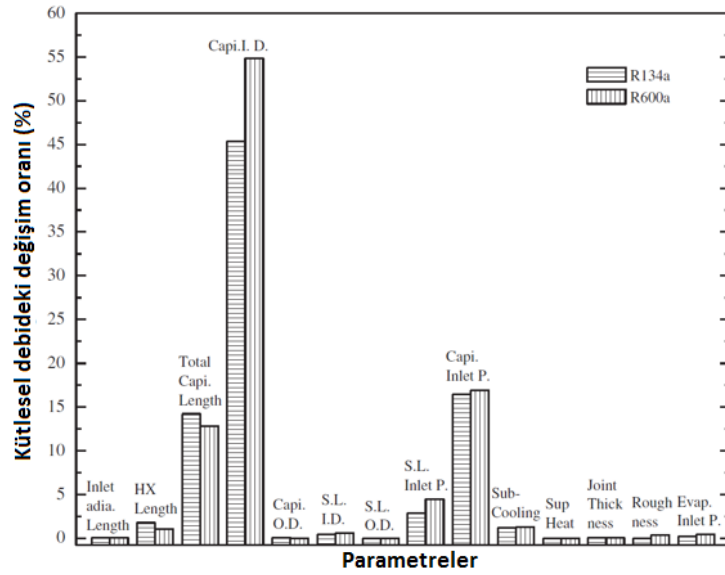
Bu çalışmada, referans bir veri oluşturmak için gerçekçi bir mekanik model kullanılmıştır. Bu mekanik modelin sağladığı verilerden de ampirik bir ifade oluşturulmuştur. Oluşan ampirik model R-134a ve R-600a ile valide edilmiştir.

Etkili parametreler

Kapileri boyunca soğutkan akışı, esasen duvar sürtünmesi ve özgül hacimdeki değişimden kaynaklı basınç düşümüne maruz kalır. Sürtünme etkisi viskozite, özgül hacim ve boru çapıyla ilişkilidir. Yüzey gerilimi de ayrıca iki fazlı akışta sürtünme gerilmesini etkiler.

Kütleli debiye etki eden parametreler (2.3) eşitliğinde ifade edilmiştir, ayrıca parametrelerin etkileri Şekil 2. 3`de gösterilmiştir.

$$\dot{m} = f\left(D_C, L_C, L_{in}, L_{hx}, D_S, \Delta T_{SC} / X, P_{in}, \mu, \nu, \sigma, C_p, h_{fg}\right) \quad (2.3)$$

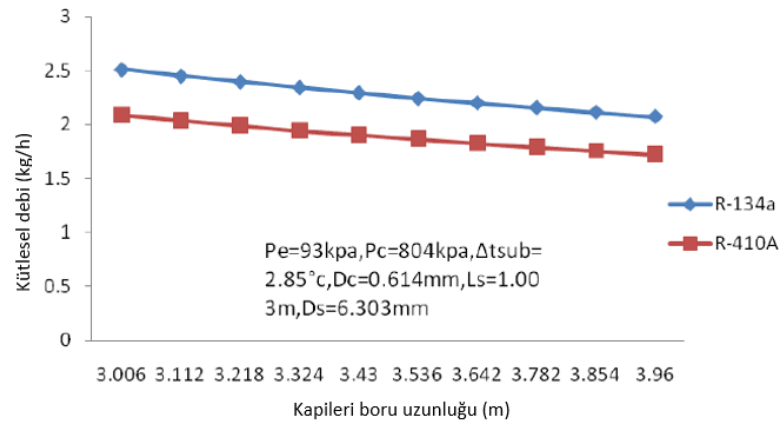


Şekil 2. 3 Çeşitli parametrelerin kütleli debiye kısmi etkileri [2]

2.1.3 Dişabatik Kapileri Boruların Alternatif Soğutkanlarla Performansı

R. Tiwari ve R. C. Gupta [3] 2012 yılında dişabatik kapileri boruların alternatif soğutkanlarla performansı üzerine bir çalışma yapmışlardır.

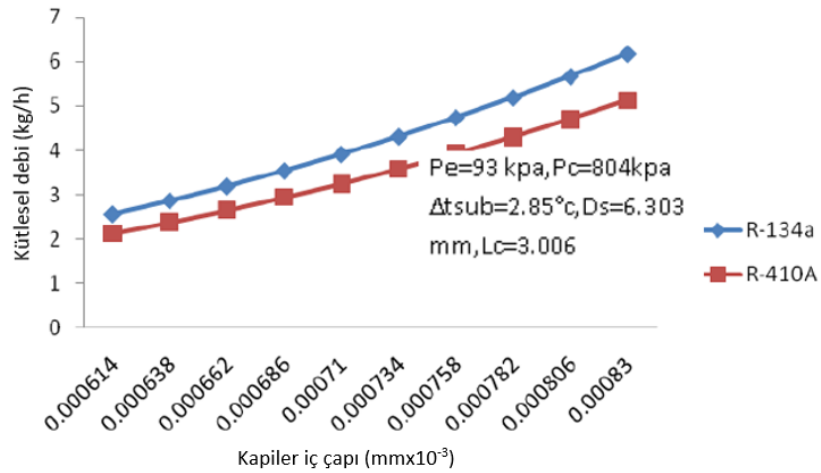
Kullanılan deney düzeneğinde emme hattı kapileri boruya lehimleme yoluyla ters akışlı bir ısı değıştirici oluştıracak şekilde birleştirilmiştir.



Şekil 2. 4 Kapileri boyunun kütleli debiye etkisi [3]

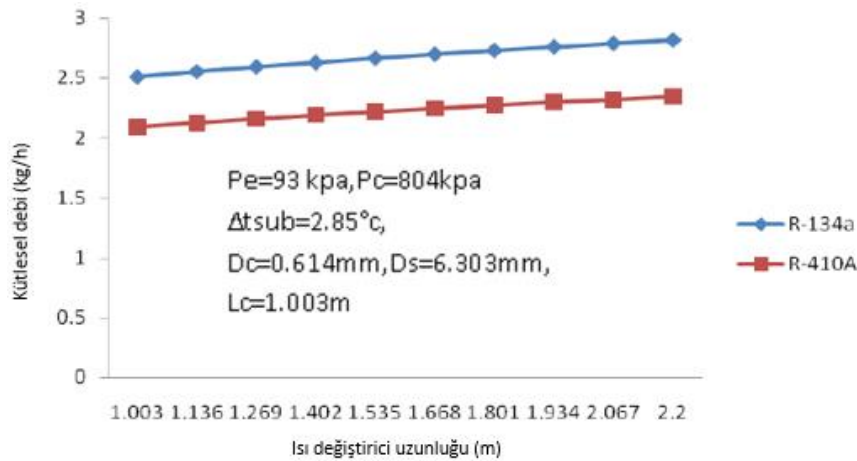
Kapileri boyunun kütleli debiye etkisi: Evaporatörün daha çok sıvı soğutkanla doldurulmasıyla evaporasyon seviyesinin artacağından, kütleli debi kapileri uzunluğunun azalmasıyla ve kısmen akışkan şarjının artmasıyla sistemde hızlıca azalır.

Her iki akışkan için uzunluğun debiye etkisi aynıdır. R-410A için kütleli debi R-134a ya göre %16.8 daha azdır.



Şekil 2. 5 Kapileri iç çapının kütleli debiye etkisi [3]

Kapileri iç çapının kütleli debiye etkisi: Soğutkan kapileri içinden akarken özgül hacimdeki değişim ve yüzey sürtünmelerinden dolayı basınç düşümüne maruz kalır. Yandaki şekilden anlaşılabileceği gibi iç çap en etkili parametredir. Kütleli debi gerekli basınç düşümünü sağlamak için çap ile birlikte artar. R-410A için kütleli debi R-134a ya göre %16.8 daha azdır. Çapın R-134a ya etkisi R-410A ya kıyasla daha fazladır.



Şekil 2. 6 Isı değiştirici uzunluğunun kütleli debiye etkisi [3]

Isı değiştirici uzunluğu arttıkça, daha fazla ısı transfer edileceği için, kondansasyon kapileri içinde gerçekleşebilir. Bu durum da basınç düşümünü azaltacaktır. Sonuç olarak, kapileri boyunca akması gereken soğutkan miktarı artacaktır. Isı değiştiricinin iki akışkana da etkisi aynıdır. R-410A için kütleli debi R-134a ya göre %16.8 daha azdır.

Kapileri boyu, iç çapı ve kapileri giriş basıncı kütleli debi üzerindeki en önemli parametrelerdir. R-134a için kütleli debi R-410A ya kıyaslanınca yaklaşık %16.8 daha fazladır.

2.1.4 Diyatatik Kapileri Boru Akışı: Homojen Bir Model Ve Proses Tanımı

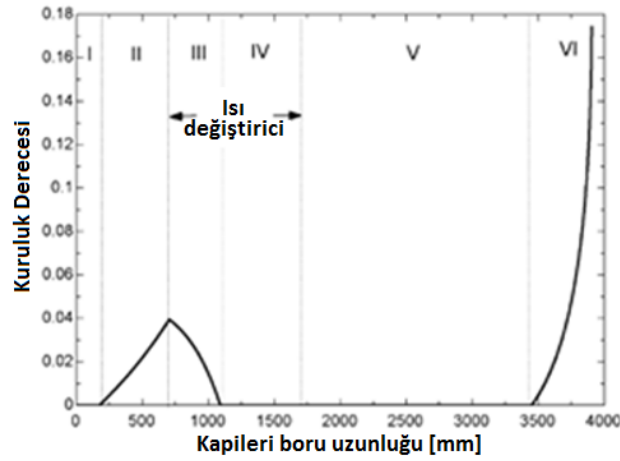
B. Xu ve P. K. Bansal [4] 2002 yılında diyatatik kapileri boru akışının homojen bir model ve proses tanımlanması üzerine çalışmışlardır.

Çalışmanın amacı, diyatatik kapileri boru içindeki soğutkanın akış karakteristiğini anlamak için genelleştirilmiş bir model geliştirmektir. Problemin karmaşıklığını basitleştirmek için; sabit iç çap, kapiler boru ve emme hattı için düzgün yüzey pürüzlülüğü, yanal ters akışlı ısı değiştirici düzeni, tek faz bölgesinde sıkıştırılmaz akış, homojen iki fazlı akış, saf soğutkan, çevre ile ihmal edilebilir ısı transferi, termodinamik denge, kapiler borudaki ve emme hattındaki akışın kararlı olduğu ve böylelikle debinin sabit olduğu kabulleri yapılmıştır.

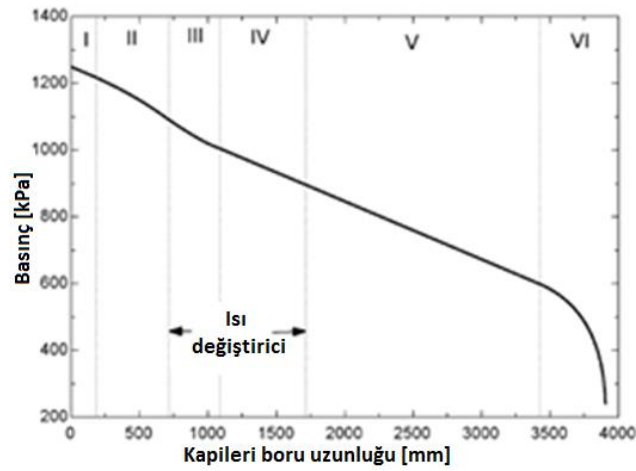
Modelin girdileri, kütleli debi, kapiler iç ve dış çapı, evaporasyon ve kondensasyon sıcaklıkları, kondenser çıkışındaki subcool derecesi, evaporator çıkışındaki superheat derecesi, iç yüzey pürüzlülüğü ve giriş adyatatik bölge ile ısı değiştirici bölgesinin uzunluğudur. Ayrıca soğutkanın termodinamik ve taşınım özellikleride hesaplamalar için gereklidir.

Tasarım hesaplarının çıktıları ise kapiler boru ve emme hattı boyunca basınç ve sıcaklık dağılımları ve kapileri borunun toplam uzunluğudur.

Sunulan model alternatif soğutkanları taşıma kapasitesine sahip olmasına rağmen, yapılan çalışma literatürdeki geniş modelleme ve test verilerine sahip olduğundan dolayı R-134a ile sınırlıdır.



Şekil 2. 7 Kapileri eşanjör boyunca soğutkan kuruluk derecesinin değişimi [4]



Şekil 2. 8 Kapileri eşanjör boyunca basınç profilinin değişimi[4]

Farklı akış karakteristiklerine göre bütün profiller 6 ayrı bölüme ayrılmıştır.

Kısım I, özgül hacimdeki değişimin ihmal edildiği ve sürtünmeden dolayı basıncın kapiler boyunca değiştiği adyabatik tek fazlı akış kısmıdır.

Kısım II, adyabatik iki fazlı akış bölgesidir. Buhar fazının bulunmasından dolayı burada basınç sadece sürtünmeden dolayı değil ayrıca ivmelenmeden dolayı da düşer. Basıncın düşüşü daha çok sıvının kabarcıklaşmasına ve böylelikle kuruluk derecesinin artmasına neden olur. Kuruluk derecesinin artmasıyla özgül hacim arttığı için, basınç gradyeni bölge boyunca artar. Soğutkanın viskozitesi buhar fazından dolayı 1. bölgeden daha düşüktür.

Kısım III, diyabatik iki fazlı akış bölgesidir. Bu bölgede kuruluk derecesi emme hattına olan ısı transferinden dolayı düşer. Transfer olan ısının bir kısmı soğutkanın sıcaklığındaki gizli ısının düşüşünden gelir. Bu bölge boyunca ısı transferinin etkisi basınç düşüşünden ve böylelikle kuruluk derecesinin düşüşünden daha etkilidir. Bu da viskozitenin

artmasına neden olur. Soğutkan iki fazlıdan tek fazlıya dönüştüğünde, kapileri boru kısmındaki taşınım ısı transfer katsayısı 0'dan Gnielinski korelasyonundan(1976) hesaplanan sonlu bir değere dönüşür.

Kısım IV, diyabatik sıvı akış bölgesidir, basınç kapileri boyunca doğrusal bir şekilde değişir. Bölge boyunca emme hattına olan ısı transferinden dolayı sıcaklık azalır. Bölgede olan sıcaklık düşüşü, 3. bölgedekinden daha çarpıcı şekildedir. Kapileri borudaki akışın Reynolds sayısı, sıcaklık düşüşünün neden olduğu viskozite artışından dolayı düşer.

Kısım V ve VI, adyabatik çıkış kısmında bulunur. Bunlar sırasıyla, adyabatik tek fazlı akış, adyabatik çift fazlı akıştır, akış modelleri kısım I ve II'dekilerle aynıdır.

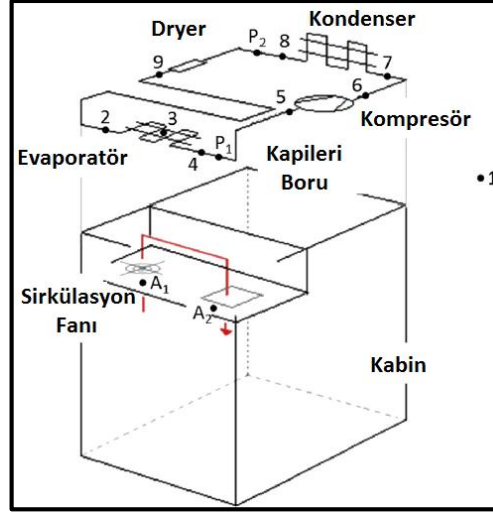
Bu makale, diyabatik kapileri boyunca olan akış için bir nümerik model sunmuştur. Model kütle, momentum ve enerjinin korunumunun sonlu eleman çözümünden yola çıkarak geliştirilmiştir.

Isı transferinin etkisinin basınç düşüşünden yüksek olduğu zaman soğutkan ısı değiştirici bölgesinde yoğunlaşma eğilimi gösterir. Bununla birlikte, eğer basınç düşüşünün etkisi yüksek olursa, soğutkan ısı değiştirici içinde kabarcıkların.

2.1.5 Kapileri Boru Çapı Ve Soğutkan Şarjı Bileşik Etkisinin Performans Analizi İle Hafif Ticari Bir Dondurucunun En Uygun Tasarımı

A. Pisano ve diğerlerinin [5] 2015 yılında kapileri boru çapı ve soğutkan şarjı bileşik etkisinin performans analizi ile hafif ticari bir dondurucunun en uygun tasarımını yapmak için bir çalışma gerçekleştirmişlerdir.

Bu çalışmada, ev tipi buzdolaplarının performanslarını bir simülasyon modeli ile optimize etmek için bir metodoloji tartışılmıştır. Kullanılan deney düzeneğinin şematik gösterimi Şekil 2. 9'da verilmiştir.



Şekil 2. 9 Sıcaklık ve basınç sensör konumlarının sistemdeki yerleşimi [5]

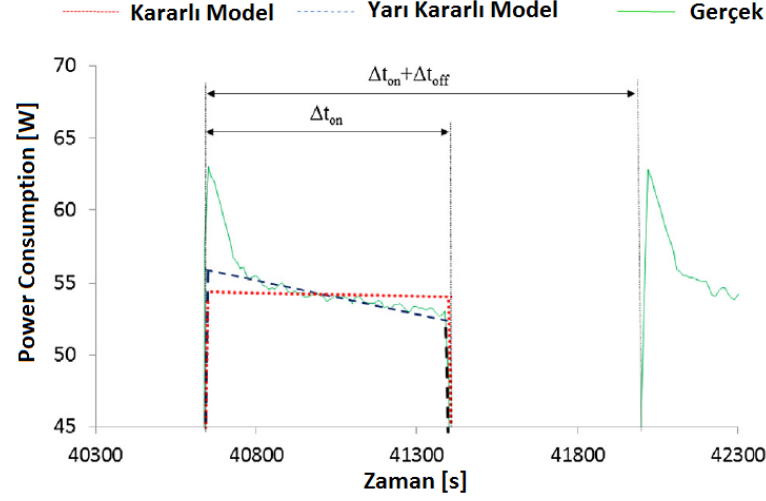
Düzenekte kullanılan ısı değıştirciler kısım kısım yaklaşımının (step by step) uygulanmasıyla modellenmiştir. Kütlenin korunumu, enerji dengesi ve kompresörün karakteristik eğrisi olmak üzere 3 denklem kompresörün davranışını karakterize etmek için gereklidir. Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak propan (R290) kullanılmıştır.

Bütün testler süresince dondurucu kabini boş ve kapısı kapalı tutulmuştur. Testler kararlı hal koşullarında gerçekleştirilmiştir. Kararlı hal koşullarına ulaşmak içi kompresör elektronik bir anahtar ile kontrol edilmiş ve kapı kapalı tutulmuştur. Bu şekilde, kabin içindeki havanın sıcaklığı, ısı kazancıyla ve soğutma kapasitesi dengeye gelinceye kadar soğutulmuştur. Deneysel veriler Çizelge 2. 2`de sunulmuştur.

Çizelge 2. 2 Deneysel Ölçümler [5]

Deney	Şarj [gr]	Diyaatik Uzunluk [cm]	$T_{\text{çevre}}$ [°C]	W_{komp} [W]	W_{fan} [W]	T_{evap} [°C]	T_{kond} [°C]	T_{kabin} [°C]
Test 1	95	120	30	384.5	110	-32.9	38.7	-25.7
Test 2	95	105	32	355.6	110	-32.2	38.9	-22.1
Test 3	95	80	32	344.9	110	-32.8	37.1	-23.4
Test 4	95	45	32	371.2	110	-30.9	40.5	-24.2
Test 5	85	120	32	365.5	110	-31.3	39.6	-21.0

Şekil 2. 10'de gösterildiği gibi düzenek tarafından harcanan güç farklı yaklaşımlarla değerlendirilebilir, bunlar gerçek, yarı kararlı ya da kararlı hal yaklaşımlarıdır. Bu çalışma için kararlı hal modeli kullanılmıştır.



Şekil 2. 10 Farklı yaklaşımları dikkate alan kompresör güç tüketimi [5]

Kararlı hal koşullarında incelenen parametreler ile çevrimsel işlemi tahmin etmek için, çalışma oranı (2.4) kullanılmak zorundadır.

$$\tau = \frac{t_{on}}{t_{on} + t_{off}} \quad (2.4)$$

Ek olarak takip eden enerji dengesi (2.5) hesaba katılabilir:

$$\dot{Q}_{yük} (t_{on} + t_{off}) \cong (\dot{Q}_{evap} - \dot{W}_{fan}) t_{on} \quad (2.5)$$

Yukarıdaki iki denklem birleştirilirse:

$$\tau \cong \frac{\dot{Q}_{yük}}{\dot{Q}_{evap} - \dot{W}_{fan}} \quad (2.6)$$

Bu denklemden ısı yük aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\dot{Q}_{yük} = UA (T_{çevre} - T_{kabin}) \quad (2.7)$$

$$ET = \tau \cdot \dot{W} \quad (2.8)$$

Modelden alınan bütün sonuçlar kararlı hal çalışma koşulu kabulü ile evaporatör girişinde hava sıcaklığının sabit ve -18 °C olduğu durumda elde edilmiştir.

Bir çok durumda sistem tekrar tasarlanmalıdır. Eğer ısı değiştiriciler alan kısıtlarından dolayı tekrar düzenlenemezse, en iyi alternatif farklı deplasmanlı bir kompresörün kullanımı olacaktır.

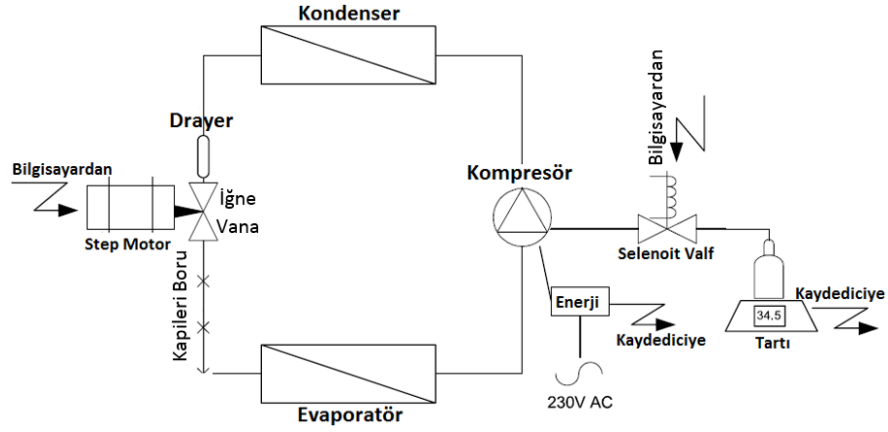
Sonuçlar soğutkan şarjının düzenlenmesiyle performans azalmasının verimli bir şekilde minimize edilebileceğini göstermiştir. Bu çalışma için ideal kombinasyon 0.83 mm kapileri çapı ve 65 gr şarj miktarında oluşmuştur.

2.1.6 Değişken Kısılma Elemanı Kapasitesi, Soğutkan Şarjı Ve Çevre Sıcaklığı Etkileri Altında ev Tipi Bir Buzdolabının Performansı

E. Björk ve B. Palm [6] 2006 yılında, değişken kısılma elemanı kapasitesi, soğutkan şarjı ve çevre sıcaklığı etkileri altında ev tipi bir buzdolabının performansı üzerine çalışmışlardır.

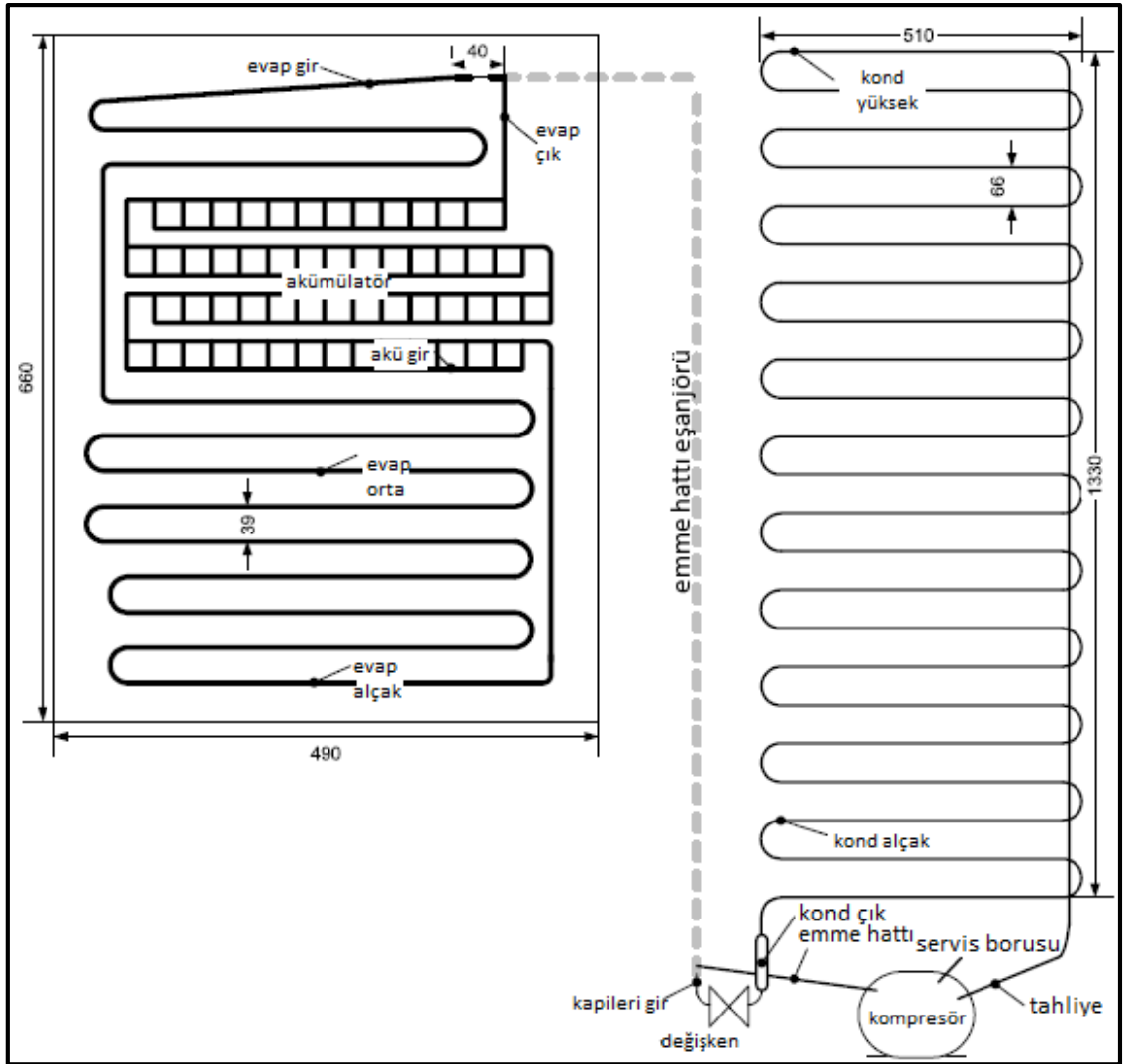
Bu çalışmada on/off çevrimli ev tipi bir buzdolabının farklı kısılma elemanı kapasitesi, şarj miktarı ve çevre sıcaklıklarındaki deneysel sonuçları raporlanmıştır. Buzdolaplarının geliştirilmesindeki en önemli engel doğru kapileri boru ve şarj miktarı seçimidir. Bu işlem yapılırken mümkün olan en düşük enerji tüketimi elde edilmeye çalışılmalıdır. Normalde bu parametreler, ısı değiştiriciler, kabin ve kompresör seçildikten sonra deneysel olarak belirlenir.

Enerji tüketimini farklı şarj miktarlarında ve kapileri boru geometrilerinde incelemek için bu parametreler değişken olmalıdır. Deney düzeneği (Şekil 2. 11) tamamen bilgisayar kontrollü olacak şekilde düzenlenmiştir.



Şekil 2. 11 Deney düzeneği (Kapileri boru emme hattı eşanjörü gösterilmemiştir) [6]

Verilerin doğru bir şekilde elde edilebilmesi için sistem üzerinde ufak değişiklikler yapılmıştır. Sistemin bütün komponentleri orijinal konumlarındadır, bağlantı boruları kısa tutulmuştur ve sistemdekinin orijinal iç çaplarına yakın bir değer kullanılmıştır.



Şekil 2. 12 Termoeleman çiftlerinin soğutma sistemi üzerinde gösterimi [6]

Her bir deneyden önce sistem tamamen boşaltılmış ve vakum edilmiştir. Ardından önceden belirlenen en düşük şarj miktarı sisteme verilmiştir.

Farklı kapileri geometrisi, şarj miktarı ve çevre sıcaklığında toplam 600 adet ölçüm sonucu elde edilmiştir.

Haritadaki düzensizlikler, çevrim uzunluğundaki ve çevre sıcaklığındaki rastgele değişimlerden kaynaklanmaktadır. Detay veriler aşağıdaki tabloda sunulmuştur.

Çizelge 2. 3 25°C Ortam sıcaklığı için deney verileri [6]

Şarj [gr]	EDC [l/N2min]	Enerji [kWh/24h]	Relatif aç (-)	Çevrim [s]	Aktivasyon Süresi [s]	Periyot süresinceki ortalama					
						Valf ΔT (K)	Evap. [°C]	Kond. [°C]	Emme [°C]	Kızdırma [K]	Aşırı Soğutma [K]
23	3,06	0,76	0,41	1627	n.a.	2,4	-16,3	41,9	33,7	6,3	1,0
23	2,28	0,78	0,43	1683	n.a.	4,4	-17,2	42,0	32,4	6,5	1,0
23	0,15	0,87	0,54	2060	n.a.	9,6	-21,2	41,5	28,6	7,8	1,2
31	3,06	0,62	0,28	1453	68	3,5	-10,6	44,8	30,8	0,6	1,5
31	2,28	0,61	0,28	1494	92	5,3	-10,9	44,7	29,4	1,3	1,6
31	0,15	0,76	0,42	1830	479	5,5	-17,7	43,3	24,6	6,7	9,4
40	3,06	0,87	0,36	1571	47	6,5	-9,6	48,5	7,9	0,0	2,3
40	2,28	0,80	0,34	1554	88	9,3	-9,9	48,2	10,6	0,1	2,6
40	0,15	0,71	0,36	1672	272	3,6	-14,6	46,8	23,7	5,2	15,2

Tablodan görüldüğü gibi düşük kapasiteli kapileri borular daha uzun evaporatör aktivasyon süresine, kızdırmanın, aşırı soğutmanın artmasına, evaporatör ve kondenser sıcaklığının düşmesine sebep olur. Evaporasyon sıcaklığının azalmasıyla debi yani soğutma kapasitesi azalır. Düşük soğutma kapasitesi de enerji tüketiminin artmasına sebep olur. Düşük kısılma elemanı kapasitesinin etkisini yukarıdaki şekilde görebiliriz.

Yukarıdaki şekilde minimum enerjinin yüksek şarj ile düşük kısılma elemanı kapasitesinde elde edildiği görülebilir. Yukarıdaki tabloda bu açıklanmıştır. 40 gr şarj ve

yüksek kısılma elemanı kapasitesi için emme hattı sıcaklığı çevre sıcaklıktan daha düşüktür, bir başka deyişle soğutma kapasitesi kaybı vardır.

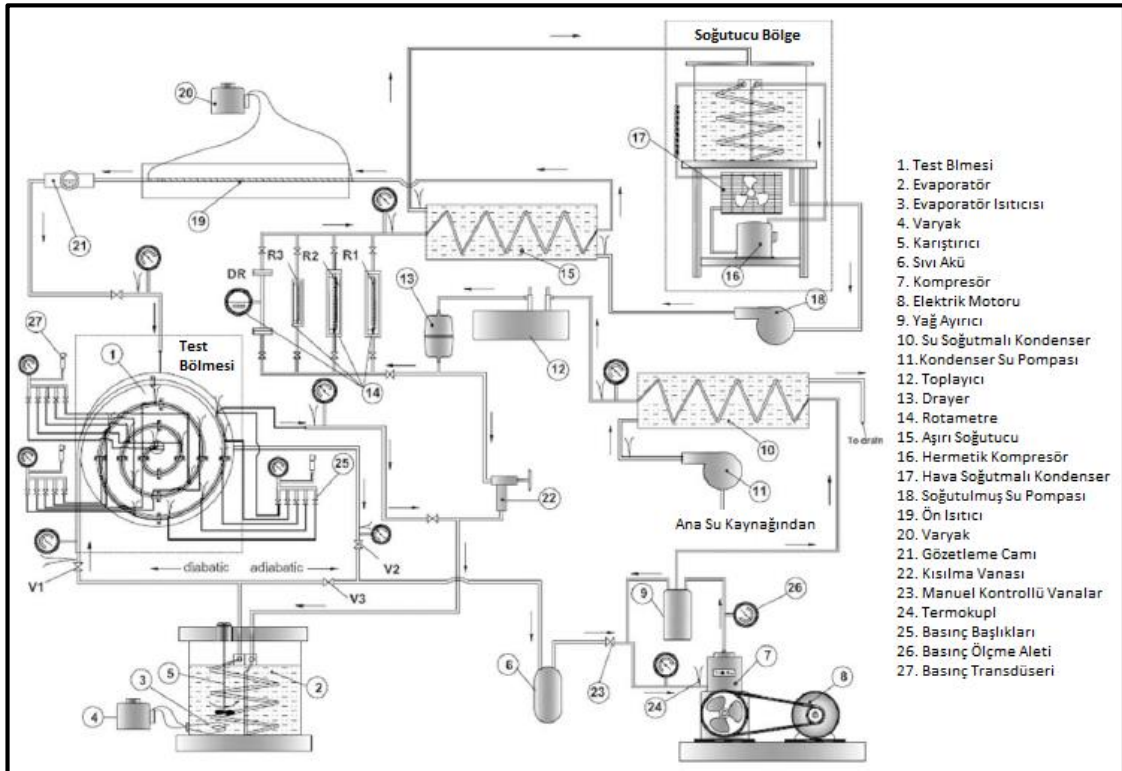
Bu çalışmada düşük kapasiteli on/off çevrimli soğutma çevrimleri için optimum kapileri boru geometrisi ve şarj miktarının nasıl belirleneceğini tanımlamıştır. Optimum şarj miktarının düşük ortam sıcaklıkları için arttığı ortaya koyulmuştur. Bu prosedür, farklı ısı yükler dikkate alındığında ve daha karmaşık enerji tasarrufu pontasiyeli mevcut olduğunda tavsiye edilmektedir.

2.1.7 Spiral Kapileri Boru Boyunca R-134a Diyatatik Akışının Deneyisel Olarak İncelenmesi

Khan ve diğerlerinin [7] 2009 yılında, spiral kapileri boru boyunca R-134a diyatatik akışının deneyisel olarak incelenmesi üzerine çalışmışlardır.

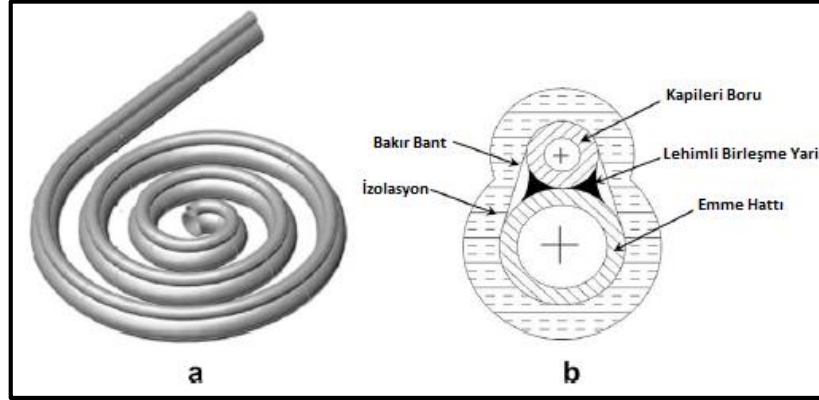
Bu çalışma, soğutucu akışkan olarak R-134a'nın kullanıldığı diyatatik spiral kapileri borularda çeşitli geometrik parametrelerin kütleli debiye etkisini incelemek için yapılmıştır.

Deney düzeneğinin şematik görüntüsü Şekil 2. 13`de gösterilmiştir.



Şekil 2. 13 Deney düzeneğinin şematik resmi [7]

Test bölmesi bakır bir kapileri borunun emme hattına ortasından lehimlenmesiyle oluşturulmuştur. Deney düzeneği aynı kapiler boru emme hattı eşanjörünün hem adyabatik hem de diyabatik kullanılabileceği şekilde tasarlanmıştır. Spiral kapileri boru test bölmesi ve kesiti aşağıdaki şekilde verilmiştir.

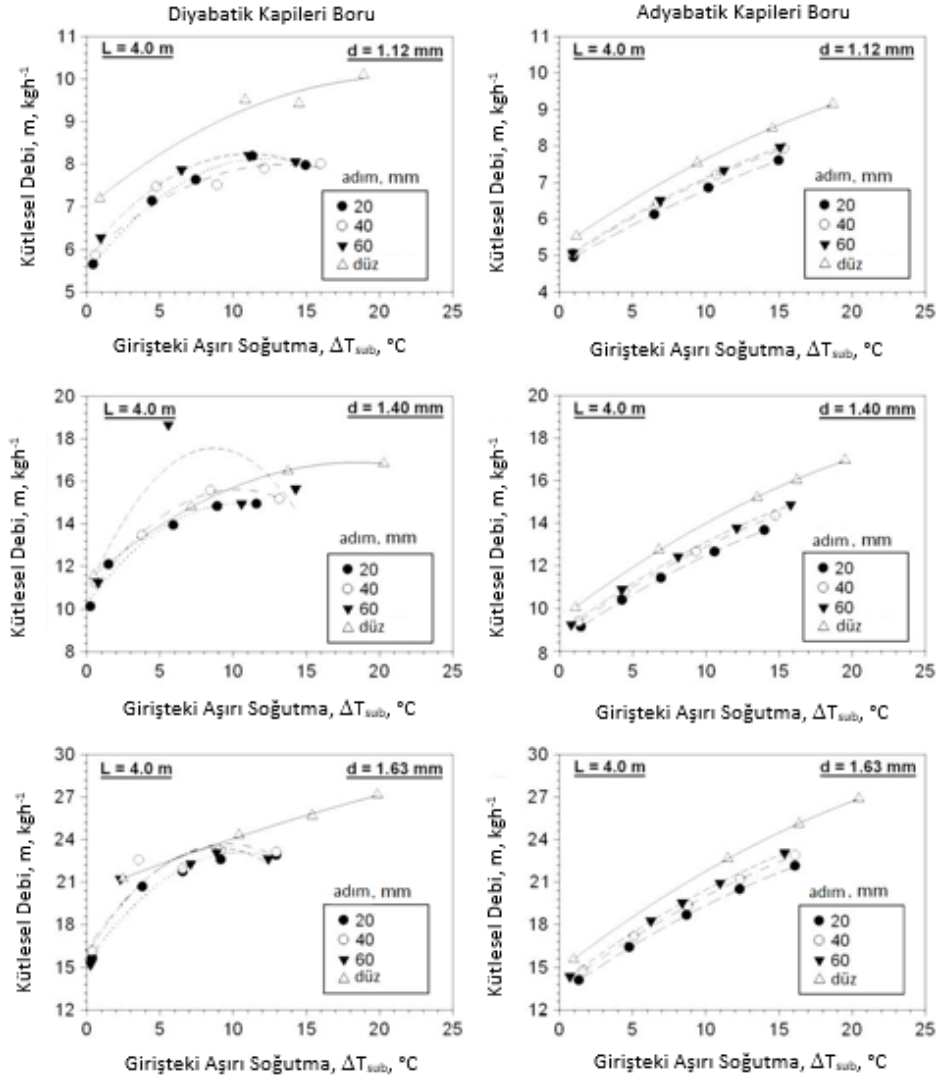


Şekil 2. 14 (a) Spiral test bölmesi ve (b) kesit görünüşü [7]

Test bölmesi 6.4 m kapileri borudan meydana gelmiştir, bunun 5.6 m kısmı lehimlenerek eşanjör bölmesini oluşturmaktadır, adyabatik giriş ve çıkış uzunluklarının her biri 0.4 m boyundadır. Test bölmesi tamamıyla izole edilmiştir.

Kapileri geometrisinin yani boru çapı, boru boyu, sarım adımı ve giriş aşırı soğutmasının soğutkan kütleli debisi üzerindeki etkisi kapileri boru emme hattı eşanjörü için incelenmiştir. Diyabatik kapileri boru için, akışkan kütleli debisini etkileyen parametrelere ek olarak emme hattı eşanjörü boyu ve kompresör emme hattı girişindeki kızdırma da söylenmelidir.

Şekil 2. 15, adyabatik ve diyabatik düzendeki akış karakteristiğinin davranışlarını incelemek için çizdirilmiştir.



Şekil 2. 15 Diabatik ve adyabatik kapileri borulardaki kütleli debi karakteristiklerinin karşılaştırılması [7]

- R-134a'nın kütleli debisi kapileri girişindeki aşırı soğutmanın artmasıyla hem adyabatik hem de diyabatik düzenler için artış göstermektedir. Fakat, kapileri girişindeki aşırı soğutma diyabatik kapileride adyabatik düzen kadar güçlü değildir.
- Diyabatik kapileri borudaki kütleli debisinin artışı, emme hattı girişindeki kızdırmanın etkisiyle sınırlandırılmıştır. Kapileri boru boyunun ve çapının diyabatik kapileri boru boyunca soğutkan kütleli debisine etkisi adyabatik kapileri düzeniyle aynıdır.
- Kapileri borunun akış kapasitesinin boru çapının artmasıyla ya da boru boyunun azalmasıyla arttığı bilinmektedir.

Adyabatik kapileri borudaki gibi, genelleştirilmiş bir korelasyon diyabatik kapileri boru için de R-134a'nın kütleli debisini tahmin etmek için geliştirilmiştir. Diyabatik kapileri boyunca kütleli debi aşağıdaki parametrelerin bir fonksiyonu olarak değişmektedir.

Bu çalışmada sonuç olarak, diyabatik kapileri borudaki akış davranışının adyabatik kapileri borudan tamamen farklı olduğu bulunmuştur. Kapileri boru durumunda, soğutkan kütleli debisinin kapileri boru çapı, boyu, sarım adımı ve kapileri giriş aşırı soğutmasına ek olarak emme hattı girişindeki kızdırma ve eşanjör boyunun bir fonksiyonu olduğu bulunmuştur.

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Deneysel çalışmalar kapsamında, aynı çevre şartlarında farklı kapileri boru emme hattı eşanjörü geometrileri ve şarj miktarlarının tezgah tipi bir dondurucunun enerji tüketimindeki ayırık ve bileşik etkileri incelenmiştir. Deneysel veriler çeşitli ölçüm aparatları ve veri toplayıcısı vasıtasıyla bilgisayar üzerinden okunmuştur. Tüm deneylerde sistemin kararlı konuma geçtiği periyotlar incelenmiştir. Ölçüm sisteminin yeterliliğini ölçmek için bazı istatistik yaklaşımlarına göre tekrar deneyleri gerçekleştirilmiştir. Tekrar deneyleri esnasında dolabın orjinal ekipmanları kullanılmış, dolabın oda içi yerleşiminin ve sensörler arası mesafelerin her zaman aynı olmasına dikkat edilmiştir. Sonuçların analiz edilmesinin ardından, ölçüm sisteminin yeterli olduğuna kanaat getirilmiş ve önceden belirlenmiş sıraya göre deneylere yapılmıştır.

3.1 Deney Düzeneğinin Tanıtımı

Yapılan çalışmada kullanılmak üzere tezgah tipi bir dondurucu deney düzeneği olarak seçilmiştir(Şekil 3. 1). Kapileri boru emme hattı eşanjörü hariç sistemin bütün parçaları orijinal olacak şekilde kullanılmıştır.

Dondurucunun çalışması esnasında evaporatör yüzeyinde meydana gelen karlanmayı gidermek için üretici firma tarafından sisteme defrost ısıtıcısı yerleştirilmiştir, bu ısıtıcı belirli periyotlarda devreye girmektedir.

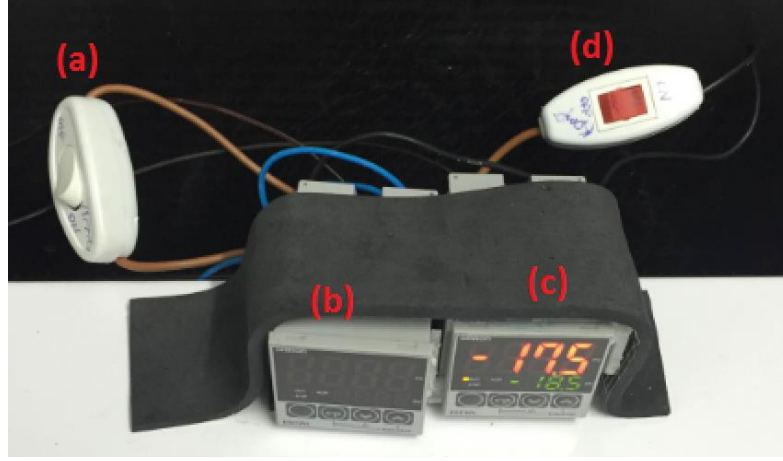
Ölçüm sistemi yeterliliği analizlerinin gerçekleştirilmesi esnasında bu sürenin ölçümler için gerekli süreden çok daha fazla olduğu belirlenmiş, defrost ısıtıcısını set sıcaklığını kontrol etmek için manuel bir termostat(Şekil 3. 2b) ve devreye alınıp durdurulmasını

konrol etmek için ise bir açma kapama anahtarı(Şekil 3. 2a) yerleştirilmiştir. Sistem komponentleri üzerindeki sıcaklıklar T-tipi termoeleman çiftleri vasıtasıyla önceden belirlenen konumlarda, komponentlerin yüzeylerinden direk temas ettirilmesi vasıtasıyla ölçülmüştür. Ayrıca sistemdeki basınç düşümünü görebilmek için kapileri boru girişine ve çıkışına birer basınç transdüseri yerleştirilmiştir(Şekil 3. 3).



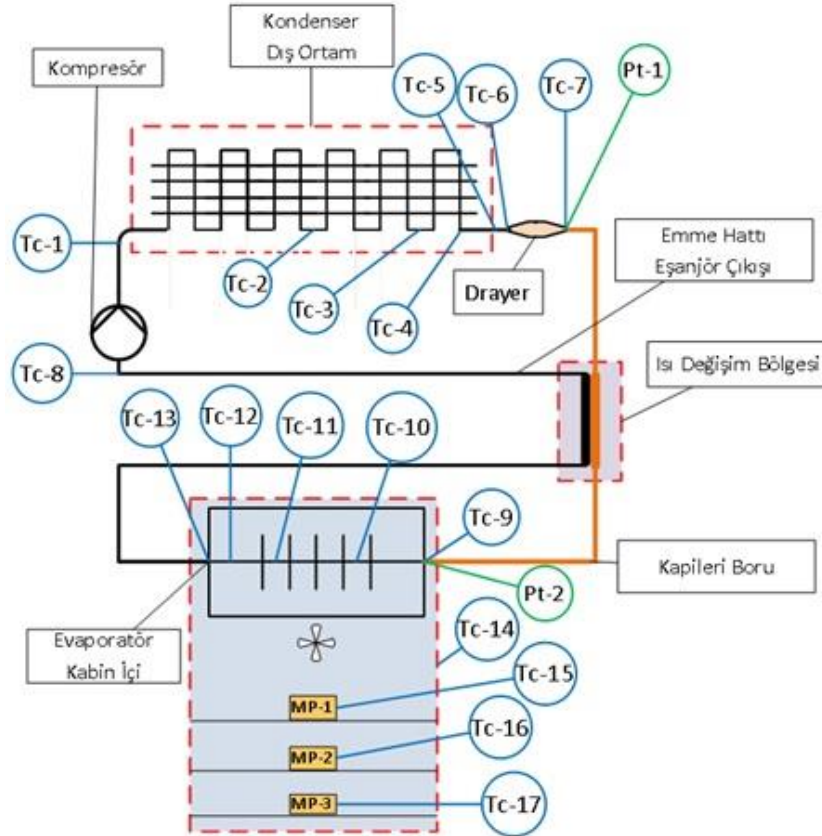
Şekil 3. 1 Deney düzeneğinin ısı kontrol odasındaki yerleşimi

Şekil 3. 2c'de dondurucu iç sıcaklığını belirlemek için kullanılan termostat ve Şekil 3. 2d'de sistem modifikasyonları esnasında kompresörü ani bir şekilde durdurabilmek için açma/kapatma anahtarı gösterilmiştir.



Şekil 3. 2 Deney düzeneğinde kullanılan kontrolörler (a-d) ısıtıcı ve kompresör açma kapama anahtarları, (b-c) ısıtıcı ve kabin içi sıcaklık termostatları

Şekil 3. 3'de deney düzeneğinin şematik gösterimi sunulmuştur. Bu şemadaki Tc sembolleri termoeleman çiftlerini, Pt sembolleri basınç transdüserlerini ve MP sembolleri ise M-paketleri göstermektedir.



Şekil 3. 3 Deney düzeneğinin şematik gösterimi

Dolap içindeki ortalama sıcaklık değerini belirlemek için dolapda mevcut bulunan 3 adet rafa 1 kg'lık M-paketler yerleştirilmiştir. M-paketlerin ısıl karakteristiği yağsız sığır etini

temsil etmektedir. Donma noktası $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'dir. Bileşiminde %76,4 su, %23 oksietilmetilselüloz, %0,5 sodyum klorür, %0,1 krezol bulunmaktadır. M-paketler dolap içine yerleştirilirken rafların orta noktalarına konumlandırılmalarına dikkat edilmiş, ölçüm belirsizliği oluşturmamak için konumları işaretlenmiş ve her bir testte aynı konumda kullanılmışlardır. M-paketler üzerinden sıcaklık değerleri, merkezine yerleştirilmiş bir termoeleman çifti vasıtasıyla okunabilmektedir. Herbir M-paket üzerinden okunan sıcaklık değişimleri kabin içindeki konumları farklı olduğundan dolayı farklı okunacaktır. Kabin içini komple analiz etmek için sonuçlar değerlendirilirken bu üç sıcaklığın ortalaması alınmış ve ortalama sıcaklığı veren grafik de bilgisayar üzerinden okunmuştur. M-paketlerin kabin içerisindeki yerleşimleri Şekil 3. 4'deki gibidir.

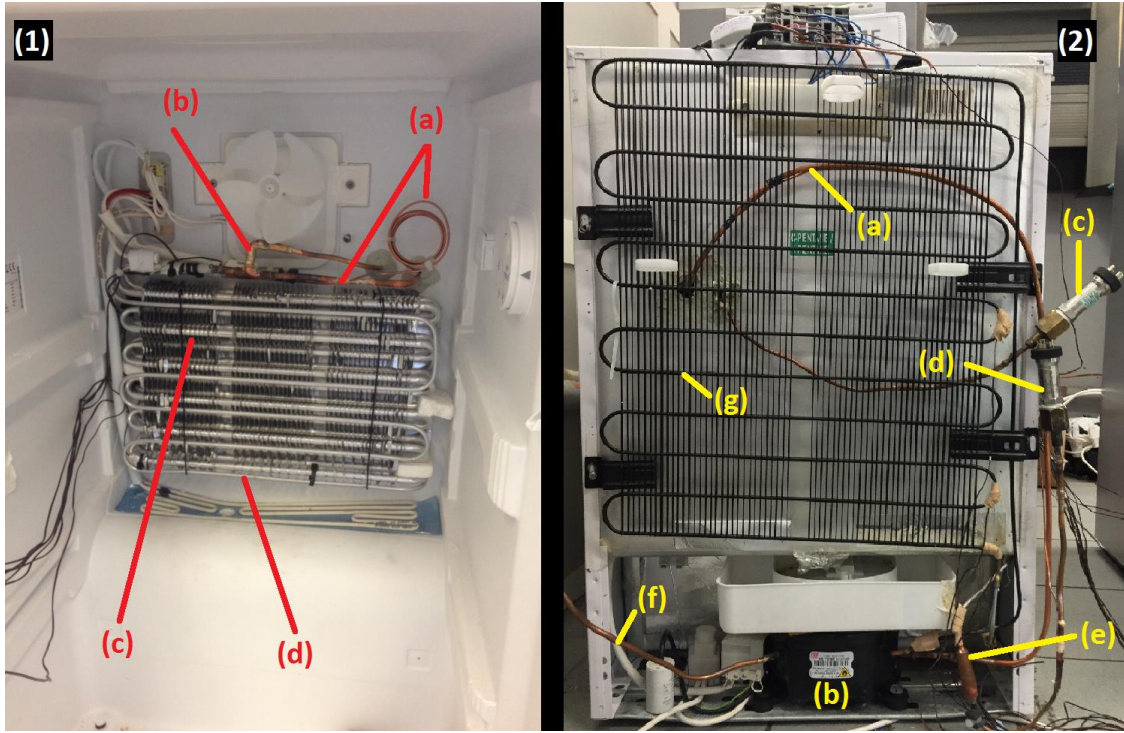


Şekil 3. 4 M-paketlerin dolap içindeki yerleşimi

Düzenek üzerindeki tüm ölçüm aletleri Çizelge 3. 1'de gösterilmiştir. Ayrıca dondurucu kabininin ön ve arka görüntüleri Şekil 3. 5'de verilmiş ve komponentler detaylı olarak gösterilmiştir.

Çizelge 3. 1 Düzenekte kullanılan ölçüm aletleri

Aparat	Özellikler	Adet
Sıcaklık ölçücü	Omega T-tipi termoeleman çifti Ø0.25mm, L=3m Doğruluk:± 0.5K	20
Basınç ölçücü	Baumer PBMN basınç transdüseri	1
	Doğruluk: 0.5% Aralık: 0-10 bar Çıkış: 4-20 mA Doğruluk: 0.1% Aralık: 0-40 bar Çıkış: 4-20 mA	1
Termostat	Omega E5CWL – R1TC sıcaklık kontrolörü Doğruluk: ±1 hane	2



Şekil 3. 5 (1a,2a)CTSLHX, (1b,2c)AB transdüseri, (1c)evaporatör, (1d)defrost ısıtıcısı, (2b)kompresör, (2d)YB transdüseri, (2e)drayer, (2f)tahliye borusu, (2g)kondenser

3.2 Deneylerde Kullanılacak Kapileri Boru Emme Hattı Eşanjörü Grupları

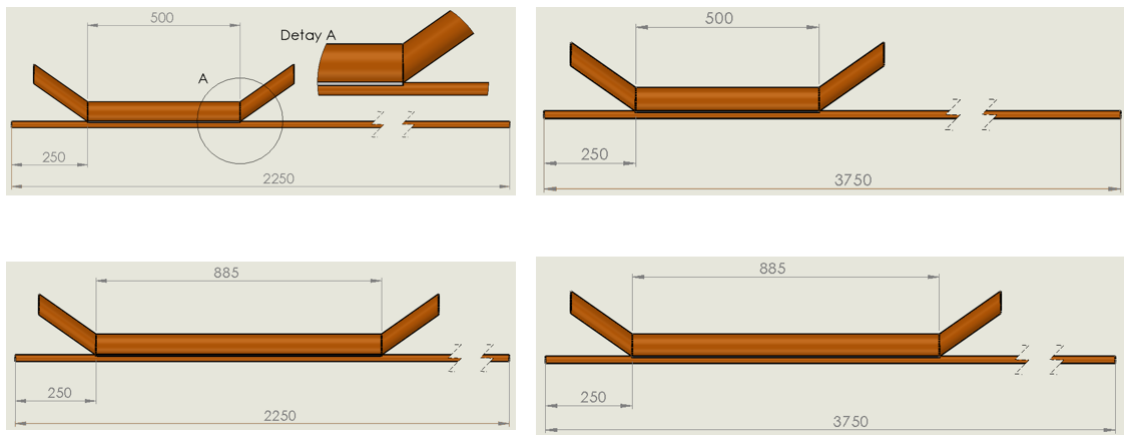
Deneylerde kullanılacak kapileri boru emme hattı eşanjörlerini belirleyen parametreler, kapileri boru boyu, emme hattı eşanjörü boyu ve emme hattı eşanjörü konumudur. Bu 3 parametreleri kullanarak $2^3=8$ adet kapileri boru emme hattı eşanjörü belirlenmiştir ve

bu gruplar Çizelge 3. 2`de gösterilmiştir. Deneylerde kullanılan kapileri boru iç çapları 0.6 mm olarak seçilmiştir.

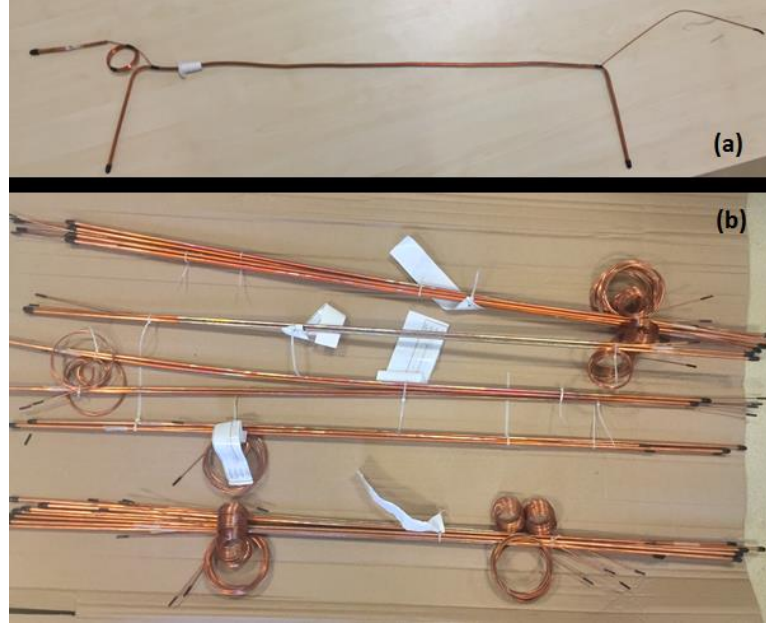
Çizelge 3. 2 Kapileri boru emme hattı eşanjör gruplarının geometrileri

Grup	d_{kapileri} [mm]	L_{kapileri} [mm]	$L_{\text{eşanjör}}$ [mm]	Eşanjör Konum [mm]
1	0.6	2250	500	Kapileri boru giriş
2	0.6	2250	500	Kapileri boru çıkış
3	0.6	2250	885	Kapileri boru giriş
4	0.6	2250	885	Kapileri boru çıkış
5	0.6	3750	500	Kapileri boru giriş
6	0.6	3750	500	Kapileri boru çıkış
7	0.6	3750	885	Kapileri boru giriş
8	0.6	3750	885	Kapileri boru çıkış

Deneylerde kullanılan CTSLHX grupları aşağıda(Şekil 3. 6, Şekil 3. 7) gösterilmiştir.



Şekil 3. 6 Kapileri boru emme hattı eşanjörlerinin CAD çizimleri(Çizelge 3. 2)



Şekil 3. 7 (a)CTSLHX açılmış görüntü (b) kullanılan bütün CTSHX grupları

3.3 Deney Prosedürü

Düzeneğe belirlenen kapileri eşanjör grubu takılmasının ardından, kaynak noktaları ve komponentler üzerinde kaçak kontrolü yapmak amacıyla sisteme azot gazı ile basınç testi yapılmıştır. Kaçak kontrolünün ardından sistemde sadece izobütanın bulunduğunu garantilemek için düzeneğe tamamen vakumlanmıştır. Ardından önceden belirlenen 25 gr izobütan düzeneğe şarj edilmiştir. Bu işlemlerin ardından düzeneğe ISO 15502 standartlarına uygun bir şekilde ısı odasında bulunan platforma yerleştirilmiş, yan duvarların mesafeleri yine standarta uygun olacak şekilde 30 cm'ye, ortam sıcaklık sensörleri ise 35 cm'ye ayarlanmış, arka duvarla olan mesafe kondenser üzerinde bulunan, dolap ile beraber gelen stoperler yardımıyla ayarlanmıştır. Bu işlemlerin ardından dondurucuyu her zaman aynı şartlarda konumlandırabilmek için dolabın izdüşümü beyaz bant vasıtasıyla platform üzerinde belirlenmiştir.

Dondurucularda standarta göre ölçümlerin net -18°C kabin içi ortalama sıcaklıkta gerçekleştirilmesi gerekmektedir, -18°C 'yi net bir şekilde elde etmek mümkün olmadığından bu değer interpolasyon yöntemiyle elde edilmelidir. Bu işlem yine standarta göre hedef sıcaklığın 1°C üzerinde ve altında birer ölçüm yapılmalıdır ($-17/-18^{\circ}\text{C}$, $-18/-19^{\circ}\text{C}$).

İnterpolasyon işlemi yapılırken ölçülen bütün değerler aynı şekilde interpolate edilmelidir. Bütün termoeleman çifti bağlantılarının kontrol edilmesinin ardından ortalama M-paket sıcaklığı $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $-19\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında kalacak şekilde termostat ayarı yapılmıştır. Ardından, kompresör çalıştırılmış ve testlere başlanmıştır.

Dolap içerisindeki M-paket sıcaklıkları ve ortalaması ($T_{MP,1}$, $T_{MP,2}$, $T_{MP,3}$, $T_{MP,ORT}$) ve ısı odası iç sıcaklıkları ($T_{ORTAM,SAĞ}$, $T_{ORTAM,SOL}$) bilgisayardan takip edilmiştir. Bu sıcaklıklarda bir rejim durumunun gözlenmesinin ardından, rejim durumunda dört kompresör dur-kalk çevrimi izlenmiştir ve değerler kaydedilmiştir.

Ardından kompresör durdurulmuş ve evaporatör yüzeyinde oluşan karı eritmek için defrost ısıtıcısı on yedi dakika süresince çalıştırılmıştır. Bu işlemin amacı yapılan her deneyde aynı şartları sağlamaktır, ayrıca defrost süresi de her seferinde sabit olacak şekilde ayarlanmıştır. Defrost ısıtıcısı kapatıldıktan sonra, termostat ortalama M-paket sıcaklığı $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $-19\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında olacak şekilde set edilmiştir ve önceki deneyde yapılan işlemler aynı şekilde tekrar uygulanmıştır.

25 gr şarj miktarı için deneyler bittikten sonra önceden belirlendiği gibi toplam şarj miktarı 31 gr olması için sisteme kompresör servis borusundan 6 gr daha şarj ilave edilmiştir. Şarj ekleme işleminin ardından 25 gr deneyinde yapılan işlemler aynı sıra ile tekrarlanmıştır. Mevcut durum için deneylerin tamamlanmasının ardından kapileri gurubu değiştirilmiş ve aynı işlemler tekrarlanmıştır. Önceden belirlenen bütün kapileri boru grupları tamamlanana kadar bu işlemler bire bir aynı şekilde tekrar edilmiştir.

Deneylerin tamamlanmasının ardından interpolasyon işlemi uygulanmıştır. Standarta göre ölçülen ölçüm sıcaklığı $25 \pm 0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ olmalıdır, fakat hesaba katılan durumda ölçülen ortam sıcaklığı net $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ olmalıdır, ölçülen ortam sıcaklığının net $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ olmadığı fakat standarta uygun olduğu durumlarda, $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye göre ortam sıcaklığı düzeltmesinin yapılması gerekmektedir. Ölçümler sonucunda ortam sıcaklıkları istenilen aralıkta gözlenmiştir ve enerji tüketiminin ortam sıcaklığı düzeltmesi yine standarttan aşağıdaki formül (3.1) ile yapılmıştır.

$$P_{corr} = P_{meas} \left[\sum_{i=1}^n \frac{(25 - T_i)}{(T_{aa} - T_i)} \times \frac{V_i}{V} \right] \quad (3.1)$$

Burada;

- P_{corr} = düzeltilmiş enerji tüketimi [kW/24h],
- P_{meas} = ölçülen enerji tüketimi [kW/24h],
- T_i = kabin içindeki i bölmesinin ortalama sıcaklığı (°C),
- T_{aa} = ölçülen ısı odası sıcaklığı ($(T_{ORTAM,SAĞ}, T_{ORTAM,SOL})/2$) (°C),
- V_i = kabin içindeki i bölmesinin hacmi [dm^3],
- V = kabinin toplam net hacmi [dm^3].

Deney düzeneğimizde sadece bir soğutucu bölme bulunduğu için V_i hacmi, V hacmine eşit olur ve toplam ifadesinin ($\sum$) denklemdeki etkisi ortadan kalkar. Böylece (3.1) eşitliği, (3.2) eşitliğine dönüşür.

$$P_{corr} = P_{meas} \left[\frac{(25 - T_i)}{(T_{aa} - T_i)} \right] \quad (3.2)$$

Bazı buzdolaplarında birden fazla bölme bulunmaktadır örneğin taze gıda bölmesi, kiler bölmesi, dondurucu bölmesi vs. . Bu durumlarda V_i ve T_i değerleri her bölme için ayrı ele alınmalıdır.

Gerekli düzenlemeler yapılmasının ardından -18 °C'ye interpolasyon işlemi gerçekleştirilmiş ve enerji tüketim sonuçları MINITAB 17 [8] yazılımında analiz edilmiştir. Sonuçlar bir sonraki bölümde sunulmuştur.

3.4 Belirsizlik Analizi

Ölçüm belirsizlikleri, Kline ve McClintok [9] tarafından öne sürülen bir metot ile EES [10] yazılımı vasıtasıyla hesaplanmıştır. Bu metot dikkate alınarak, kullanılan deney sisteminde ölçümler yapılarak belirlenmesi gereken büyüklük R ve bu büyüklüğü etki eden n tane bağımsız değişken $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olmak üzere;

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.3)$$

Olarak yazılabilir. Her bir bağımsız değişken kendine ait hata oranları

$w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve R büyüklüğünün toplam hata oranı w_R ise, belirsizlik analizi (3.4) eşitliğindeki gibi hesaplanmaktadır;

$$w_R = \pm \sqrt{\left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]} \quad (3.4)$$

Deney sisteminde kullanılan ölçüm cihazlarının, ölçüm doğruluk değerleri Çizelge 3. 3`de gösterilmiştir.

Çizelge 3. 3 Ölçüm cihazlarının doğruluk değerleri

Ölçüm cihazı tipi	Ölçüm doğruluğu
Termoeleman Çifti	$\pm 0.5 \text{ } ^\circ\text{C}$
Isı odası ölçüm belirsizliği	% 0.2 Wh/Gün

EES yazılımı aracılığıyla, (3.4) eşitliğinin (3.2) eşitliğinde uygulanmasıyla belirsizlik analizleri gerçekleştirilmiştir, bu işlem sonucu ortaya çıkan ifade (3.5) eşitliğindeki gibidir.

$$w_{P_{corr}} = \pm \sqrt{\left[\left(\frac{\partial P_{corr}}{\partial P_{meas}} w_{P_{meas}} \right)^2 + \left(\frac{\partial P_{corr}}{\partial T_{aa}} w_{T_{aa}} \right)^2 + \left(\frac{\partial P_{corr}}{\partial T_i} w_{T_i} \right)^2 \right]} \quad (3.5)$$

Yapılan deneysel ölçümler sonucunda elde edilen değerlerin eşitlik (3.5)`de yerine koyulması ve kısmi türevlerinin alınmasının ardından eşitlik (3.6) elde edilmiştir.

$$w_{P_{corr}} = \pm \sqrt{\left[\left(\frac{(25 - T_i)}{(T_{aa} - T_i)} w_{P_{meas}} \right)^2 + \left(P_{meas} \frac{(T_i - 25)}{(T_{aa} - T_i)^2} w_{T_{aa}} \right)^2 + \left(P_{meas} \frac{(25 - T_{aa})}{(T_{aa} - T_i)^2} w_{T_i} \right)^2 \right]} \quad (3.6)$$

Denklemlerin sonuçları EES [9] aracılığıyla hesaplanmış ve Çizelge 3. 4`de sunulmuştur

Çizelge 3. 4 Ölçüm belirsizliği sonuçları

Faktör	Belirsizlik	Kısmi Türevler
P_{corr}	541.1±6.547 [Wh/Gün]	
P_{meas}	539.8±1.08 [Wh/Gün]	$\partial P_{corr} / \partial P_{meas} = 1,002$
T_{aa}	24.9±0.5 [°C]	$\partial P_{corr} / \partial T_{aa} = -12,91$
T_i	-17±0.5 [°C]	$\partial P_{corr} / \partial T_i = 0,03075$

Sonuç olarak enerji tüketimi belirsizlik değeri $w_{P_{corr}}=6,547$ Wh/Gün bulunmuştur. Bu değer, mevcut deney sistemindeki enerji tüketimi ölçümü için yaklaşık olarak %1,21 belirsizlik olduğunu göstermektedir. Deney düzeneği üzerinde yaptığımız modifikasyonların ardından elde edilen enerji tüketim değerleri ile üretici firma tarafından deklare edilen enerji tüketimi değeri karşılaştırılmıştır. Hesaplanan farkların yüzdesi, bütün deneylerde hesapladığımız %1,21 belirsizlik değerinden büyük çıkmıştır, bu da düzenek üzerinde yaptığımız değişikliklerin anlamlı sonuçlar verdiğini göstermiştir.

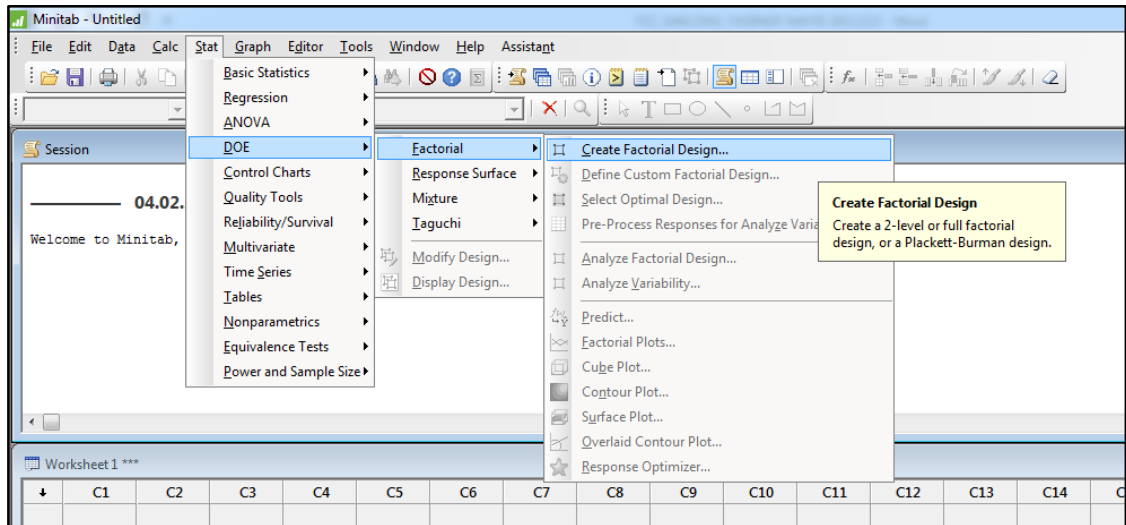
SONUÇ VE ÖNERİLER

4.1 Deneylerin Tasarımı

Oluşturulan deney düzeneğinde deneysel parametreler aşağıdaki gibidir.

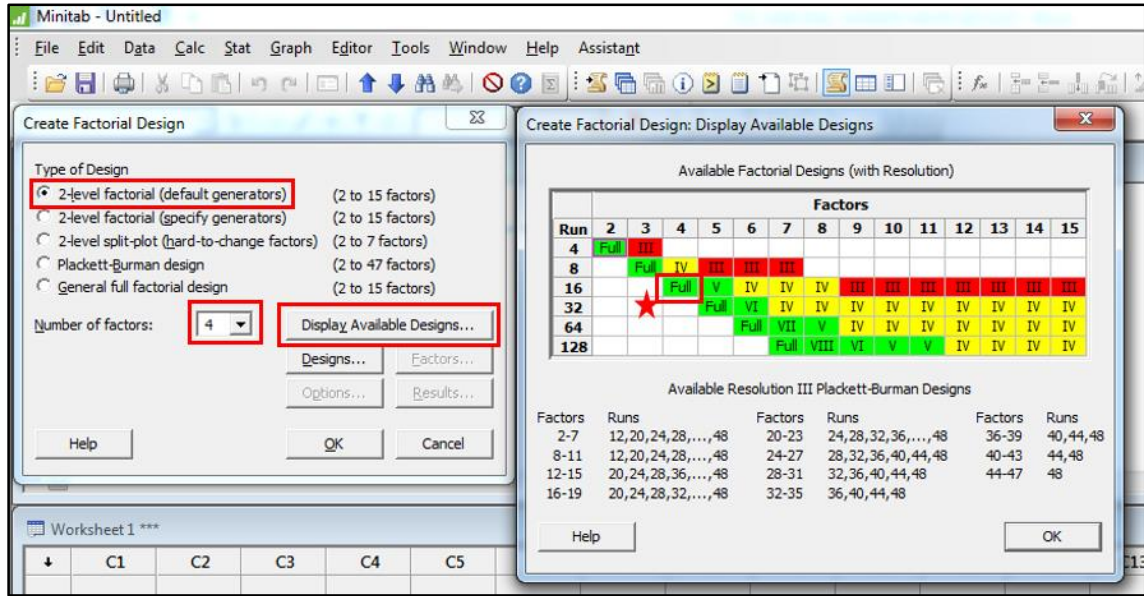
- Kapileri boru boyu (L_kap: 2250, 3750 mm),
- Emme hattı eşanjörü boyu (L_hex: 500, 885 mm),
- Eşanjör konumu (Konum: Girişte, Çıkışta),
- R-600a miktarı (Sarj: 25, 31 gr),

Deney tasarımı bu parametreler dikkate alınarak MINITAB 17 [10] istatistiksel veri analizi yazılımından DOE (Design of Experiments) başlığı altında faktöriyel tasarım metodu ile yapılmıştır(Şekil 4. 1).



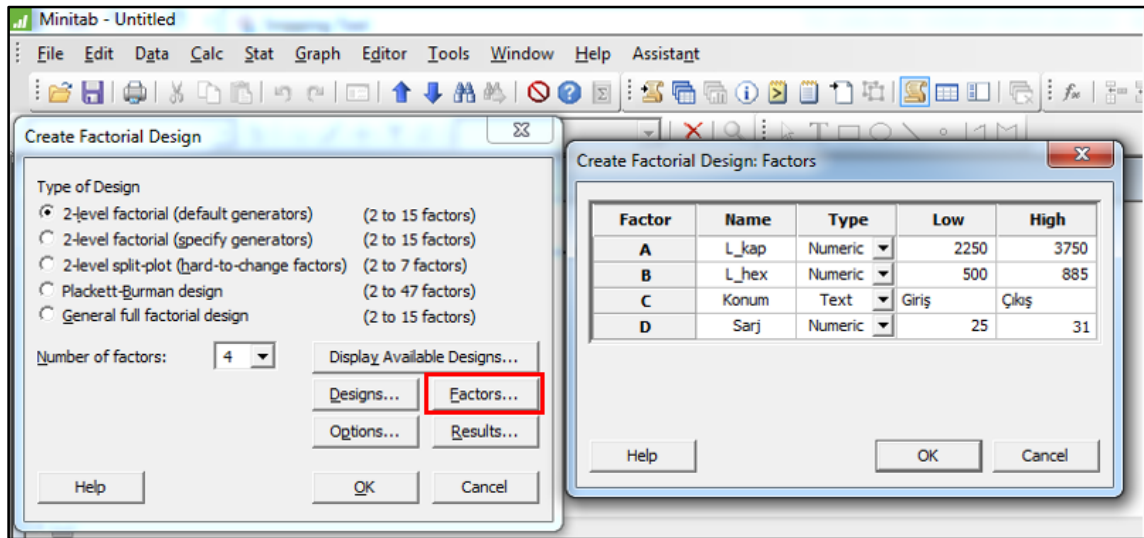
Şekil 4. 1 Minitab üzerinden faktöriyel tasarımın seçilmesi [8]

Ardından, deney tasarımını belirlemek için “Display available Designs...” komutu altından önceden belirlediğimiz gibi faktör sayısı 4’e karşılık gelen en uygun tasarım tam faktöriyel yani $2^4=16$ deney olarak belirlenmiştir (Şekil 4. 2).



Şekil 4. 2 En uygun deney tasarımının belirlenmesi [8]

Deney tasarımının belirlenmesinin ardından faktörleri tanımlamak için “Factors” komutu üzerinde işlemler yapılmıştır. Faktörleri yazarken, eşanjör konumunun nitel bir veri olduğu göz önünde bulundurulmuştur (Şekil 4. 3).



Şekil 4. 3 Deney tasarımında faktörlerin oluşturulması [8]

Girdilere göre Minitab`in oluşturduğu deney tasarımı aşağıdaki gibidir (

Çizelge 4. 1). Deney tasarımının elde edilmesinin ardından ilk deney numunesi olan 2250 mm kapileri boru, 500 mm emme hattı eşanjörü boyuna sahip, eşanjör bölmesinin giriş kısmında olduğu grup düzeneğe bağlanmış ve sisteme 25 gr soğutkan şarjı verilip deneyler başlatılmıştır.

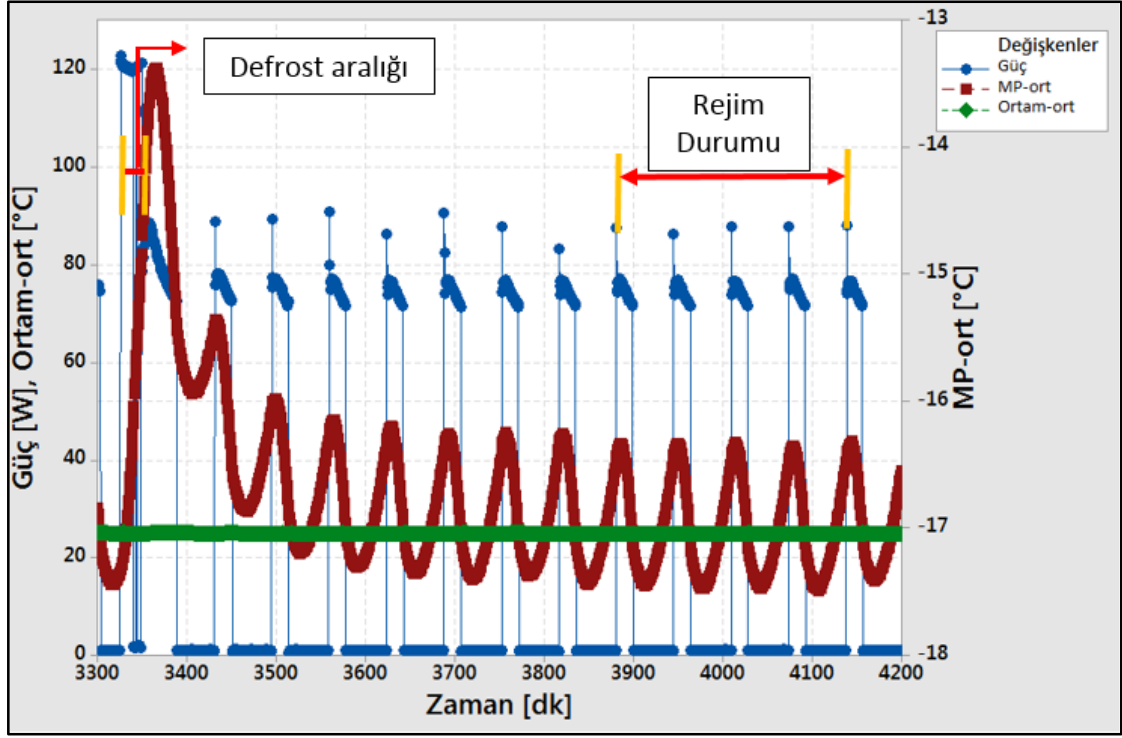
Çizelge 4. 1 Deney Tasarımı [8]

↓	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8-T
	StdOrder	RunOrder	CenterPt	Blocks	L_kap [mm]	L_hex [mm]	Sarj [gr]	Konum
1	1	1	1	1	2250	500	25	Giriş
2	2	2	1	1	3750	500	25	Giriş
3	3	3	1	1	2250	885	25	Giriş
4	4	4	1	1	3750	885	25	Giriş
5	5	5	1	1	2250	500	31	Giriş
6	6	6	1	1	3750	500	31	Giriş
7	7	7	1	1	2250	885	31	Giriş
8	8	8	1	1	3750	885	31	Giriş
9	9	9	1	1	2250	500	25	Çıkış
10	10	10	1	1	3750	500	25	Çıkış
11	11	11	1	1	2250	885	25	Çıkış
12	12	12	1	1	3750	885	25	Çıkış
13	13	13	1	1	2250	500	31	Çıkış
14	14	14	1	1	3750	500	31	Çıkış
15	15	15	1	1	2250	885	31	Çıkış
16	16	16	1	1	3750	885	31	Çıkış

4.2 Deney Sonuçları

Birinci deney grubunu ele alınacak olursa mevcut deney konumunda ilk önce ortalama M-paket sıcaklığının -17 ile -18 °C arasında olduğu bir durum elde edebilmek için termostat konumu -18,5 °C'ye ayarlanmıştır. Ardından kompresör anahtarı açık konuma getirilmiştir ve M-paket sıcaklık ortalaması, ısı odası ortalama sıcaklığı, dondurucu tarafından çekilen güç enerji tüketimi, kondenser, evaporatör sıcaklıkları, kapileri eşanjör giriş, çıkış sıcaklıkları bilgisayar üzerinden anlık izlenmiştir.

Deney prosedüründe belirtildiği gibi önce defrost yapılmıştır, ardından kompresör çalıştırılarak rejim durumunda 4 çevrim elde edilmiştir. Mevcut deneyin M-paket sıcaklığı, ortam sıcaklığı ve çekilen güç miktarının zaman içinde değişimi Şekil 4. 4'de verilmiştir.



Şekil 4. 4 Birinci deney düzeni için ortalama M-paket sıcaklığının -17 ile -18 °C olduğu durumdaki Güç, Ortam sıcaklığı ve M-paket sıcaklığının zamana bağlı değişimi

Mevcut durum sonuçlarına göre ortalama değerler aşağıdaki gibidir.

Çizelge 4. 2 Birinci deney grubu için birinci ölçüm sonuçları

Çevrimde Harcanan Enerji	Toplam Çevrim Süresi	Ortam Sıcaklığı	M-paket Sıcaklığı	AB	YB	Güç	Kompresör Çalışma Zamanı Fraksiyonu
[Wh]	[dk]	[°C]	[°C]	[bar]	[bar]	[W]	[%]
96,3	256,91	24,9	-17,0	0,54	5,92	74,89	28,5

üstÇizelge 4. 2`de çevrim süresince harcanan enerji, rejim durumunun kaydedildiği ilk noktada sistem çalıştırılmasından o zamana kadar geçen sürede harcanan enerji ile son noktadaki harcanan enerji arasındaki farktan hesaplanmıştır. Bir günün 1440 dk olduğunu göz önünde bulundurursak, deney düzeneği olarak kullanılan dondurucunun mevcut durum için bir günlük enerji tüketimi eşitlik (4.1)`göre bulunur.

$T = 1440$ dk (Bir gün),

$T_{1} = 256,91$ dk (toplam çevrim süresi),

$ET_{1} = 96,3$ Wh (çevrim süresince harcanan enerji),

ET = Bir günlük enerji tüketimi [Wh/gün].

$$ET = (TxET_1) / T_1 \quad (4.1)$$

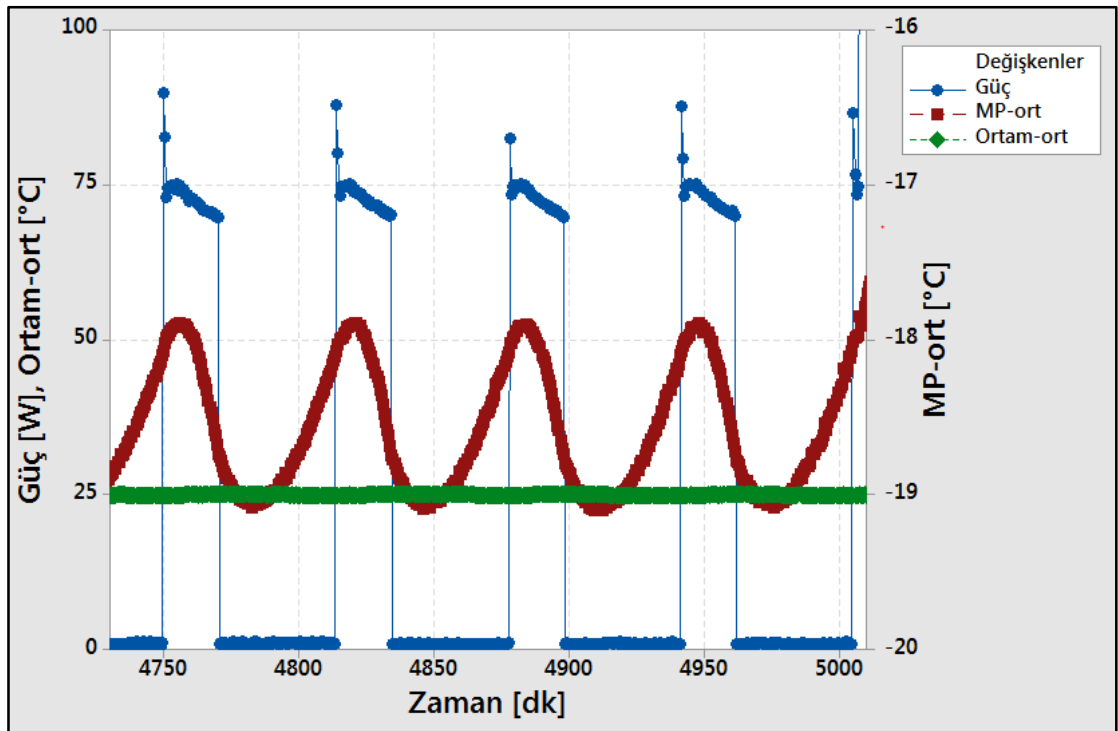
Yukarıdaki denkleme göre ET = 539,8 Wh/Gün olarak bulunmuştur, fakat Çizelge 4. 2`de görüldüğü gibi mevcut durumda ortalama ortam sıcaklığı 24,9 °C olarak ölçülmüştür. Standartta göre ortam sıcaklığı 25 °C olması gerektiğinden değerler eşitlik (3.2)`de yerine koyulmuştur.

$$P_{corr} = P_{meas} \left[\frac{(25 - T_i)}{(T_{aa} - T_i)} \right] \quad (3.2)$$

Elde edilen sonuçların dekleme üzerinde yerine konmasıyla

$$P_{corr} = 539,8 \times \left[\frac{(25 - (-17))}{(24,9 - (-17))} \right] = 541,1 \quad [Wh / Gün] \text{ bulunmuştur.}$$

Ardından, deney prosedüründe de belirtildiği gibi ortalama M-paket sıcaklığı -18 ile -19 °C olacak şekilde termostat derecesi ayarlanmıştır ve veriler bilgisayardan takip edilmiştir.



Şekil 4. 5 Birinci deney düzeni için ortalama M-paket sıcaklığının -18 ile -19 °C olduğu durumdaki Güç, Ortam sıcaklığı ve M-paket sıcaklığının zamana bağlı değişimi

Mevcut durum için ölçülen değerler aşağıdaki gibidir (Çizelge 4. 3).

Çizelge 4. 3 Birinci deney grubu için ikinci ölçüm sonuçları

Çevrimde Harcanan Enerji	Toplam Çevrim Süresi	Ortam Sıcaklığı	M-paket Sıcaklığı	AB	YB	Güç	Kompresör Çalışma Zamanı Fraksiyonu
[Wh]	[dk]	[°C]	[°C]	[bar]	[bar]	[W]	[%]
103,2	254,9	24,9	-18,6	0,52	5,80	73,20	31,6

Mevcut ölçüm sonuçları eşitlik (4.1)'e göre düzenlenirse $ET = 583,0$ Wh/Gün olarak bulunur. Yine mevcut durumda da ölçülen ortalama ortam sıcaklığı 24,9 derecedir, eşitlik (3.2)'ye göre ortam sıcaklığı düzeltilmesi yapılırsa düzeltilmiş enerji tüketimi (P_{corr}) 584,3 Wh/Gün olarak bulunur.

Birinci ölçümlerde ortalama paket sıcaklığı = -17,0 °C ölçülmüştür, ikinci ölçümlerde ise bu değer -18,6 °C olarak belirlenmiştir. Her iki değerde standartta belirtildiği gibi -18±1 °C değerine uyum göstermiştir. Bu iki sonuç ara değer yöntemiyle -18 °C'ye interpolate edilmiştir ve karşılık gelen enerji tüketimi 568,4 Wh/Gün bulunmuştur.

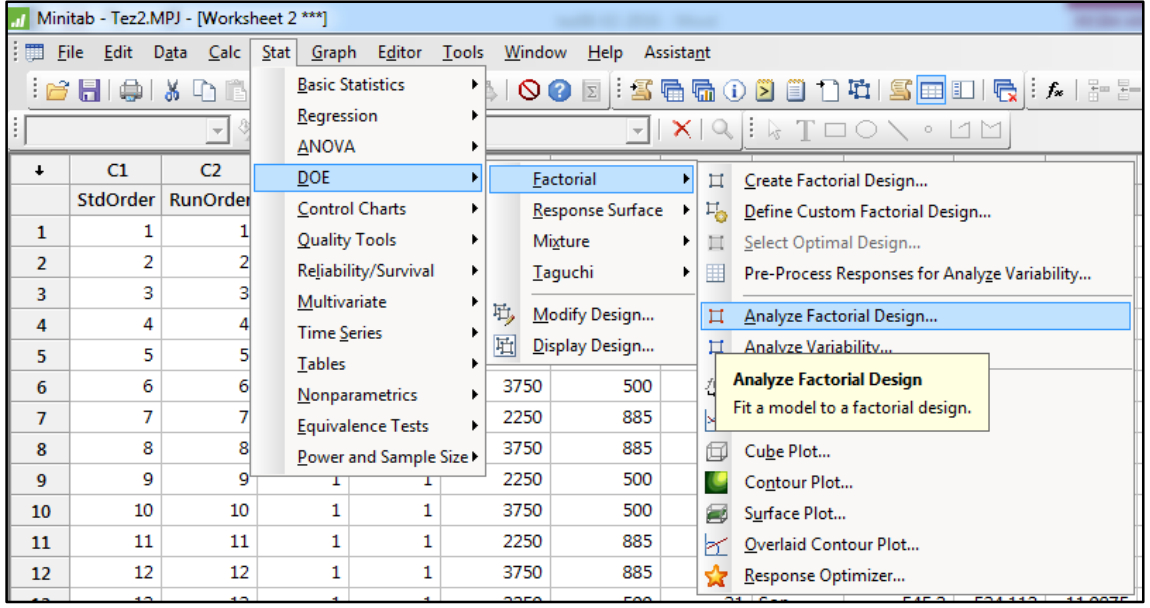
Yukarıda birinci deneyde anlatılan bütün işlemler aynı şekilde diğer CTSLHX gruplarına da uygulanmıştır ve sonuçlar eşitlik (3.2) ve (4.1)'e göre düzeltilmiştir. Yapılan ölçümler ve hesaplamalar sonucu elde edilen sonuçlar Çizelge 4. 4'de sunulmuştur.

Düzenegın üretici firma tarafından deklare edilen günlük enerji tüketimi 511,1 Wh/Gün'dür, bölüm 3.4'de anlatıldığı gibi Çizelge 4. 4'deki ölçüm sonuçları ile dolabın deklare edilen enerji tüketimi farkları %1,21 olarak hesaplanan belirsizlik oranından fazladır. Bu sonuçlara göre Çizelge 4. 4'de elde edilen % fark değerleri, yaptığımız değişikliklerin düzenekte anlamlı sonuçlar verdiğini göstermektedir.

Çizelge 4. 4 Ölçüm Sonuçları

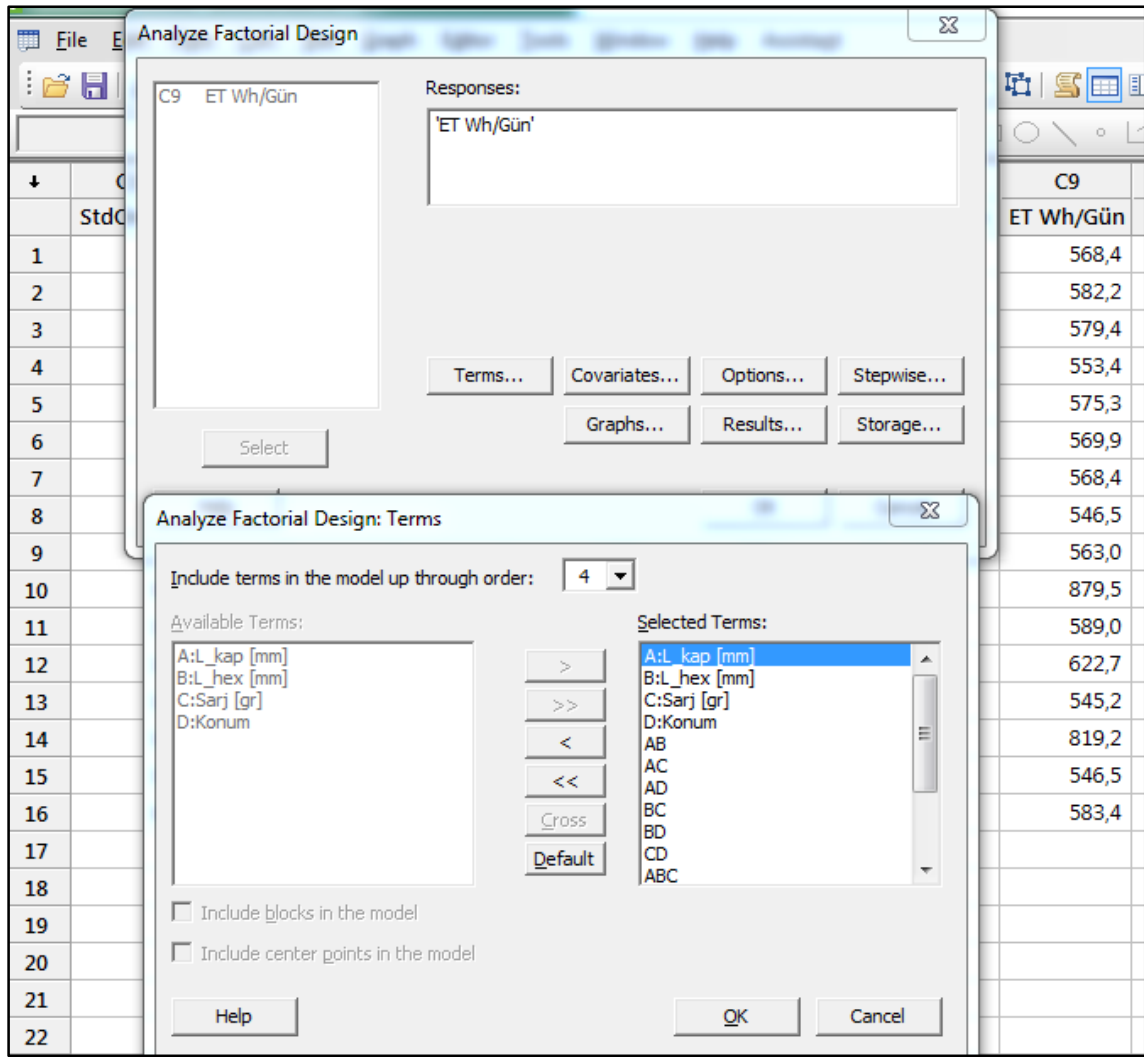
L_kap [mm]	L_hex [mm]	Sarj [gr]	Konum	ET [Wh/Gün]	Deklarasyon ile % Fark
2250	500	25	Giriş	568,4	10,1
3750	500	25	Giriş	582,2	12,2
2250	885	25	Giriş	579,4	11,8
3750	885	25	Giriş	553,4	7,6
2250	500	31	Giriş	575,3	11,2
3750	500	31	Giriş	569,9	10,3
2250	885	31	Giriş	568,4	10,1
3750	885	31	Giriş	546,5	6,5
2250	500	25	Çıkış	563	9,2
3750	500	25	Çıkış	879,5	41,9
2250	885	25	Çıkış	589	13,2
3750	885	25	Çıkış	622,7	17,9
2250	500	31	Çıkış	545,2	6,3
3750	500	31	Çıkış	819,2	37,6
2250	885	31	Çıkış	546,5	6,5
3750	885	31	Çıkış	583,4	12,4

Ölçüm sonuçlarının hesaplanıp tabloda işlenmesinin ardından Minitab 17 programı üzerinden “Stat -> DOE -> Factorial -> Analyze Factorial Design” komutu kullanılarak sonuçlar analiz edilir.



Şekil 4. 6 Faktöriyel tasarımın analiz edilmesi [8]

İlk etapta karşımıza çıkan “Analyze Factorial Design (Faktöriyel tasarımın analizi)” komutunda “responses (sonuçlar)” bölümüne deney sonuçlarını yazdığımız sütun başlığı yazılır, ardından etkilerini görmek istediğimiz parametreleri seçeceğimiz “Terms (terimler)” komutuna girilir. Bu sayfada etkisini görmek istediğimiz parametrelerin tekil ve diğer parametrelerle bileşik etkileri seçilebilmektedir, deney tasarımında toplam dört parametreye sahip olduğumuz için dörtlü bileşik etkiye kadar bütün kombinasyonların etkilerini görebilmekteyiz. Program kendi yazılımına göre ana parametreleri, A, B, C, D gibi parametre sayısına göre isimlendirmektedir, ikili etkileri AB, AC, vs. şeklinde, üçlü etkileri ABC, vs., dörtlü etkiyi ise ABCD biçiminde göstermektedir. İlk etapta bütün parametrelerin etkilerini görebilmek için “>>” imlecine tıklanarak bütün parametreler “Selected Terms” bölümünde aktif hale getirilmiştir (Şekil 4. 7). Deneysel tecrübelerle dayanarak bütün parametrelerin bileşik etkisinin enerji tüketimine etkisinin çok düşük olacağı bilinmektedir, bu yüzden dörtlü etki analizlerin başında sonuçlar arasından çıkarılmıştır.



Şekil 4. 7 Etkileri incelenecek parametrelerin seçilmesi [8]

Yapılan işlemlerin ardından grafikler analiz edilmiştir ve yazılımın verdiği değerler incelenmiştir. Aşağıda Şekil 4. 8`de gösterilen mevcut durum için varyans analizi gösterilmiştir. Bu durumda gerçek değere en yakın korelasyonun değerlendirilmesin bir ölçü olarak kullandığımız R^2 değeri %99,98 çıkmıştır.

Korelasyon üzerinde etkili çok fazla ifade bulunmaktadır, güvenilirliği düşük olan ifadeler modelden çıkartılmıştır. P-value ifadesi 0`dan ne kadar uzaklaşırsa anlamlılık seviyesi o kadar azalmaktadır, örneğin P-value değeri 1`e eşit olursa o ifadenin model üzerinde etkisi bulunmamaktadır. Bu yüzden P-value değerinin 0,05`den (%95 güvenilirlik) büyük olduğu değerler Şekil 4. 7`de seçilerek "<" imleci vasıtasıyla incelenecek parametreler arasından kaldırılmıştır.

Analysis of Variance					
Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Model	14	143043	10217,4	325,81	0,043
Linear	4	65597	16399,3	522,94	0,033
L_kap [mm]	1	24149	24149,2	770,06	0,023
L_hex [mm]	1	16474	16473,7	525,31	0,028
Sarj [gr]	1	2098	2097,6	66,89	0,077
Konum	1	22877	22876,6	729,48	0,024
2-Way Interactions	6	63674	10612,3	338,40	0,042
L_kap [mm]*L_hex [mm]	1	20750	20750,4	661,68	0,025
L_kap [mm]*Sarj [gr]	1	185	185,0	5,90	0,249
L_kap [mm]*Konum	1	30678	30677,5	978,24	0,020
L_hex [mm]*Sarj [gr]	1	16	16,4	0,52	0,601
L_hex [mm]*Konum	1	10878	10878,5	346,89	0,034
Sarj [gr]*Konum	1	1166	1166,2	37,19	0,103
3-Way Interactions	4	13772	3443,0	109,79	0,071
L_kap [mm]*L_hex [mm]*Sarj [gr]	1	298	297,6	9,49	0,200
L_kap [mm]*L_hex [mm]*Konum	1	13433	13432,8	428,34	0,031
L_kap [mm]*Sarj [gr]*Konum	1	37	36,6	1,17	0,475
L_hex [mm]*Sarj [gr]*Konum	1	5	4,8	0,15	0,762
Error	1	31	31,4		
Total	15	143074			
Model Summary					
S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)		
5,6	99,98%	99,67%	94,39%		

Şekil 4. 8 Bütün parametrelerin etkilerini içeren varyans analizi sonuçları [8]

P-value değerlerine göre sadeleştirilmeler yapılmasının ardından en son Şekil 4. 9'daki gibi bir durum elde edilmiştir. Mevcut durumda R^2 değerimiz şekilde görülebildiği gibi %99,6 mertebesindedir, bu değer modelin yeteri kadar gerçeğe yakınsadığını göstermektedir.

Analysis of Variance					
Source	DF	AdjSS	AdjMS	F-Value	P-Value
Model	9	142503	15833,6	166,17	0,000
Linear	4	65597	16399,3	172,10	0,000
L_kap[mm]	1	24149	24149,2	253,43	0,000
L_hex[mm]	1	16474	16473,7	172,88	0,000
Sarj[gr]	1	2098	2097,6	22,01	0,003
Konum	1	22877	22876,6	240,08	0,000
2-WayInteractions	4	63473	15868,2	166,53	0,000
L_kap[mm]*L_hex[mm]	1	20750	20750,4	217,77	0,000
L_kap[mm]*Konum	1	30678	30677,5	321,95	0,000
L_hex[mm]*Konum	1	10878	10878,5	114,16	0,000
Sarj[gr]*Konum	1	1166	1166,2	12,24	0,013
3-WayInteractions	1	13433	13432,8	140,97	0,000
L_kap[mm]*L_hex[mm]*Konum	1	13433	13432,8	140,97	0,000
Error	6	572	95,3		
Total	15	143074			
Model Summary					
	S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)	
	9,76155	99,60%	99,00%	97,16%	

Şekil 4. 9 Sadeleştirilmiş sonuçlara göre varyans analizi [8]

Yapılan işlemler sonucunda Minitab programının sunduğu korelasyon bir Buckingham- π teoreminde gösterilmiştir. π teoremindeki ifadelerin karşılıkları Çizelge 4. 5`de sunulmuştur. Çizelgede π_5 ifadesi ile gösterilen konum değeri korelasyonda kullanılırken, eşanjör bölmesinin kapileri boru giriş kısmına yakın olduğu durumda -1, çıkış kısmına yakın olduğu durumda +1 kullanılacaktır.

Çizelge 4. 5 π parametrelerinin gösterimi

π ifadesi	Parametre
π_1	Enerji tüketimi [Wh/Gün] (ET)
π_2	L_kap [mm]
π_3	L_hex [mm]
π_4	Şarj [gr]
π_5	Konum

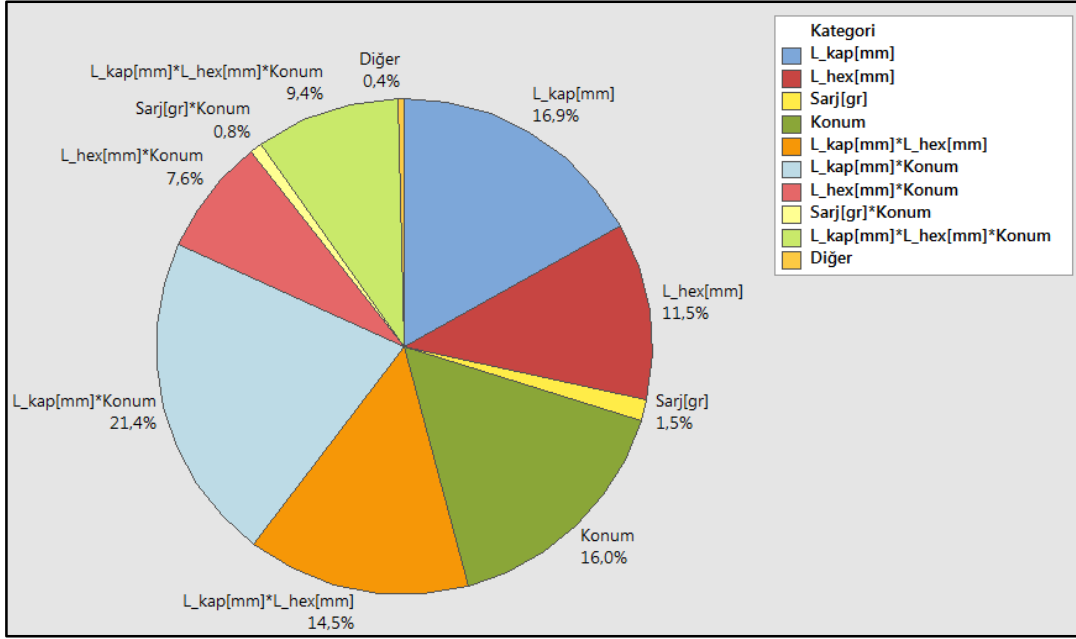
$$\pi_1 = 154,4 + 22,45 \times 10^{-2} \pi_2 + 58,16 \times 10^{-2} \pi_3 - 38,17 \times 10^{-1} \pi_4 - 380,8 \pi_5 - 2,49 \times 10^{-4} \pi_2 \pi_3 + 19,74 \times 10^{-2} \pi_2 \pi_5 + 46,66 \times 10^{-2} \pi_3 \pi_5 - 2,846 \pi_4 \pi_5 - 2,01 \times 10^{-4} \pi_2 \pi_3 \pi_5 \quad (4.2)$$

Ölçülen sonuçlar ve korelasyon vasıtasıyla hesaplanan enerji tüketimlerinin karşılaştırılması Çizelge 4. 6`de verilmiştir.

Çizelge 4. 6 Ölçülen değerler ile hesaplanan değerlerin karşılaştırılması

Ölçülen ET [Wh/Gün]	Hesaplanan ET [Wh/Gün]	Fark	%Fark
568,4	574,8	-6,4	1,12
582,2	579,0	3,2	0,56
579,4	576,8	2,6	0,45
553,4	552,9	0,5	0,10
575,3	568,9	6,4	1,11
569,9	573,1	-3,2	0,57
568,4	571,0	-2,6	0,46
546,5	547,0	-0,5	0,10
563	574,1	-11,1	1,97
879,5	869,3	10,2	1,16
589	587,7	1,3	0,21
622,7	623,0	-0,3	0,05
545,2	534,1	11,1	2,03
819,2	829,4	-10,2	1,24
546,5	547,8	-1,3	0,23
583,4	583,1	0,3	0,06

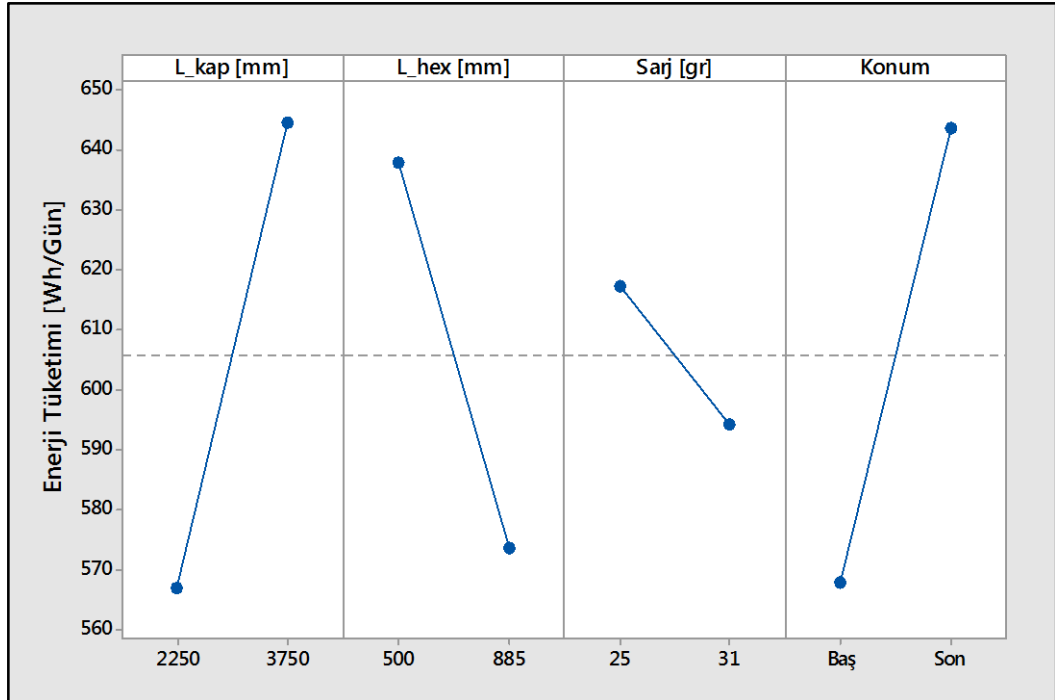
Yapılan işlemler sonucunda ortaya çıkan korelasyondaki ifadelerin enerji tüketimine etkileri dikkate alınarak yine Minitab yazılımı üzerinden çeşitli grafikler elde edilmiştir. Deney parametrelerinin enerji tüketimi üzerindeki tekil ve bileşik etkilerinin dağılımı Şekil 4. 10`de gösterilmiştir.



Şekil 4. 10 Deney parametrelerinin enerji tüketimine etkileri

Yukarıdaki pasta grafiğe göre enerji tüketimi üzerindeki en etkili ifade kapileri boru boyu ile eşanjör konumunun bileşik etkisidir.

Deney parametrelerinin tekil etkilerini birbirleriyle karşılaştırmak için korelasyona göre elde edilen enerji tüketimi değerlerinden yola çıkan ana etki grafiği Şekil 4. 11`de sunulmuştur.



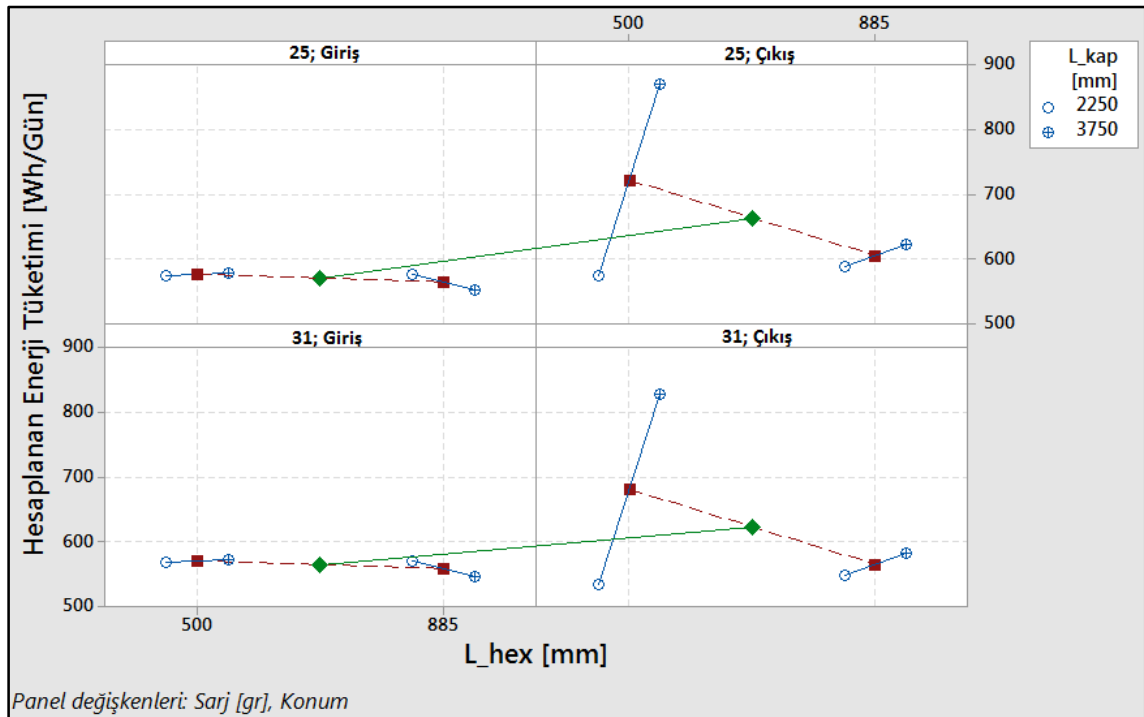
Şekil 4. 11 Deney parametrelerinin ana etki grafiği

Grafiğin sol düşey eksen günlük enerji tüketimini, yatay eksen ise her bir parametrenin ayrı ayrı en küçük ve en büyük değerlerini yani deney şartlarını göstermektedir.

Şekil 4. 11 incelenecek olursa ana parametrelerin etkileri sırasıyla;

1. Kapileri boru uzunluğu,
2. Eşanjör bölmesi konumu,
3. Eşanjör bölmesi uzunluğu,
4. Şarj miktarıdır.

Grafikten anlaşılacağı gibi 2250 mm kapileri boru boyu 3750 mm'ye göre daha iyi performans göstermiştir. Eşanjör boyu arttığında enerji tüketimi azalmıştır, bunu ısı transfer bölme uzunluğunun artmasına paralel olarak ısı transfer yüzey alanının artacağından daha fazla ısı transferi olmasıyla açıklayabiliriz. Deney sonuçlarına göre bu sistem için 31 gr şarj miktarı daha iyi performans göstermiştir. Kapileri boru eşanjörü bölmesinin giriş kısmına yakın olduğu durumlarda daha iyi performans gözlenmiştir.



Şekil 4. 12 Hesaplanan enerji tüketimi üzerine bileşik parametre etkilerinin çoklu değişken grafiğinde gösterimi

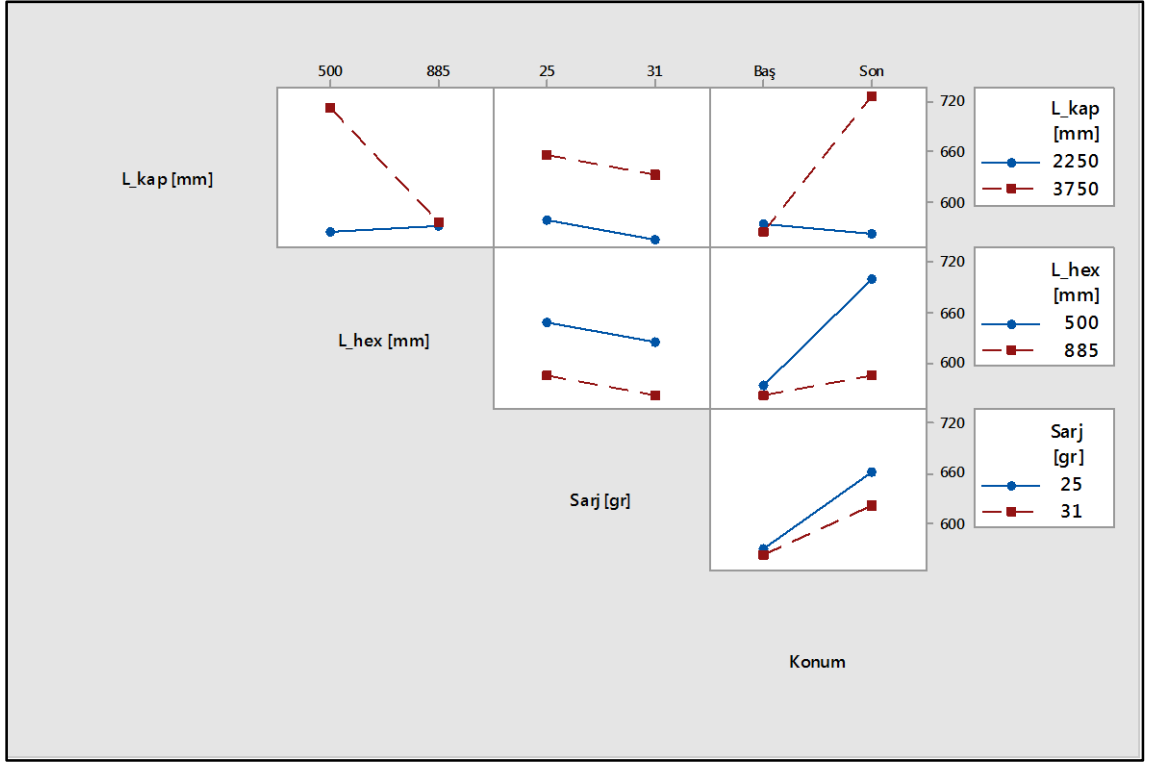
Şekil 4. 12'de sol ana düşey eksen hesaplanan enerji tüketimini, ana yatay eksen eşanjör boyunu göstermektedir, grafik birbiriyle bağlantılı 4 alt panelin birleşiminden meydana

gelmektedir. Bu panellerde mavi çizgi ile gösterilen ifadelerde içi boş çember 2250 mm kapileri boyunu, içinde “+” sembolü olan çember 3750 mm kapileri boru uzunluğunu göstermektedir. Panellerde ise değişken olarak şarj miktarı ve eşanjör konumu kullanılmıştır.

Şekil 4. 12`den yapılan çıkarımlar aşağıdaki gibidir.

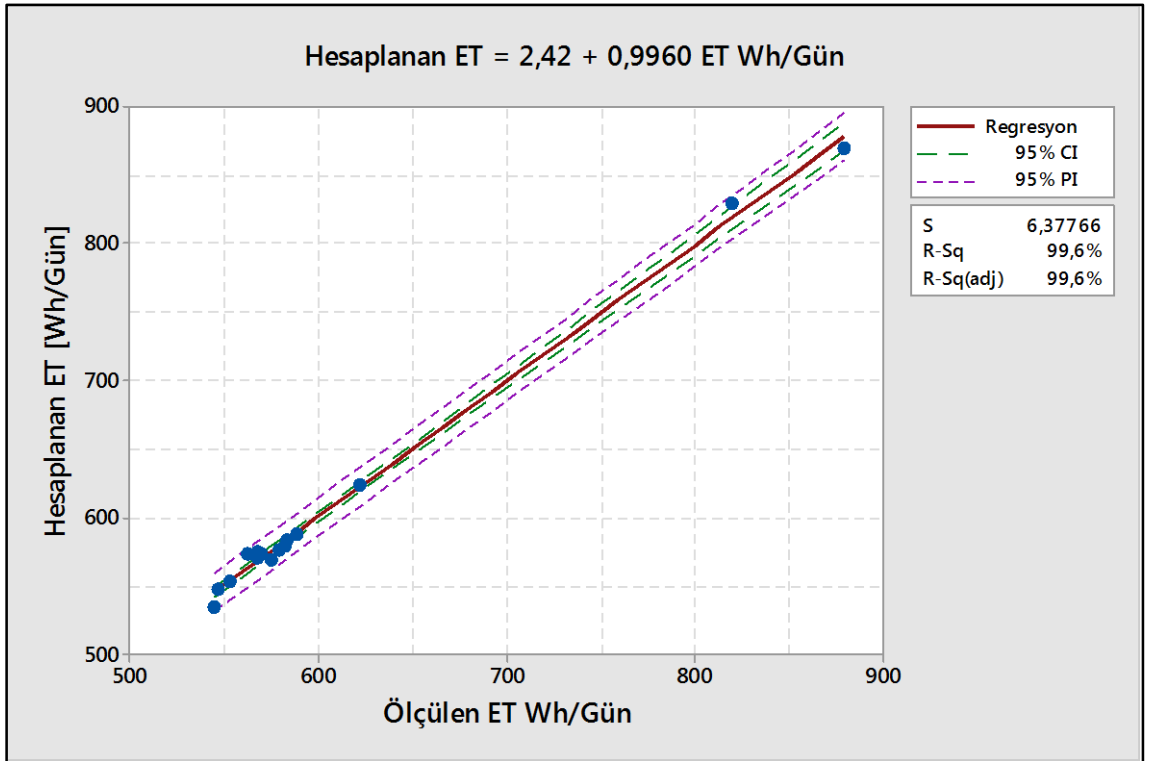
- Emme hattı eşanjörünün kapileri boru çıkış bölmesine yakın olduğu durumda kısa uzunluklu kapileri boru belirgin bir şekilde daha iyi enerji tüketimi sonucu vermektedir.
- Emme hattı eşanjörünün kapileri boru giriş bölmesine yakın olduğu durumlarda kapileri boru boyunun enerji tüketimine belirgin bir etkisi yoktur, bu durumda eşanjör boyu kısa iken kısa kapileri boru, eşanjör boyu uzun iken uzun kapileri boru nispeten daha iyi performans göstermiştir.
- Aynı şarj miktarı için giriş-çıkış bölmeleri kıyaslanacak olursa, bütün düzenlerde giriş bölmesi daha iyi sonuç vermiştir.
- Şarj miktarı incelenecek olursa, geometrik parametrelere göre sonuçlar her iki şarj durumu içinde aynı tip eğilim oluşturmuştur, fakat 31 gr şarj miktarı 25 gr`lık deneylere göre nispeten daha iyi sonuçlar vermiştir.
- Çoklu değişken grafiğine göre eşanjör boyunun etkisi, eşanjör bölmesinin çıkış kısmında olduğu durumlarda uzun eşanjör boyu daha iyi performans gösterirken, giriş bölmesinde ise sonuçlara bariz bir etkisi yoktur ama bu bölmede de yine uzun eşanjör boyu nispeten daha iyi sonuç vermiştir.

Yukarıdaki maddeler detaylı bir biçimde Şekil 4. 13 etkileşim grafiğinde incelenmiştir. Bu grafikte parametrelerin ikili etkileşimlerinin enerji tüketimine etkisi gösterilmiştir.



Şekil 4. 13 İkili parametre etkileşimlerinin enerji tüketimine etkileri

Elde edilen korelasyonun regresyon analizi aşağıdaki gibidir.



Şekil 4. 14 Regresyon Grafiği

Elde edilen regresyon analizi grafiğine göre, korelasyon ile tahmin edilen enerji tüketimi değerleri ve ölçülen enerji tüketimi değerleri %95 doğrulukla çakışmıştır.

Deney tasarımında belirtilen deneylere ek olarak şarj miktarının ara değeri olan 28 gr şartında iki deney elde edilen korelasyonu doğrulamak için gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 4. 7 ilave test sonuçlarının korelasyona uygulanması

L_kap [mm]	L_hex [mm]	Şarj [gr]	Konum	Tahmin Edilen ET [Wh/Gün]	Ölçülen ET [Wh/Gün]	%Hata
2250	500	28	Giriş	572,487	563	1,69
2250	500	28	Çıkış	554,161	550,7	0,63

Çizelgeden de görülebileceği gibi ilave testlerden gelen sonuçlar korelasyona uygulandığında hata oranlarının %1,69 ve %0,63 olduğu görülmüştür.

4.3 Sonuç ve Öneriler

Yapılan tez çalışmasından elde edilen çıkarımlar ve sonuçları daha ileri götürmesi için gelecekte yapılması planlanan çalışmalar aşağıda maddelenmiştir.

- Tez çalışmasında incelenen parametrelerin etki değerleri çoktan, aza olacak şekilde sırasıyla;
 - kapileri boru uzunluğu,
 - eşanjör bölmesi konumu,
 - eşanjör bölmesi uzunluğu,
 - şarj miktarıdır.
- Bu çalışma ev tipi tezgah seviyesi bir dondurucu için yapılmıştır, elde edilen çıktılar benzer tip ürünlerde de yakın sonuçlar verecektir.
- Gelecekte yapılması planlanan çalışmalar ise kapileri boru çapı 0.8 mm olduğu durumda, diğer parametreler aynı kalacak şekilde 0.8 mm kapileri boru çapı için uygulanması yeni kapileri boru emme hattı eşanjörü gruplarıyla aynı şartlarda deneylerin gerçekleştirilmesi hedeflenmiştir ($d_{\text{kapileri}}=0.8$ mm, $L_{\text{kapileri}}=2250, 3000$

mm, $L_{\text{şanjör}}=500, 885$ mm, Şarj miktarı=25, 31 gr). Bunlara ek olarak tüm parametrelerin tam orta değerleri olacak şekilde ($d_{\text{kapileri}}=0.7$ mm, $L_{\text{kapileri}}=2625$ mm, $L_{\text{şanjör}}=692.5$ mm, Şarj miktarı=28 gr) oluşturulan gruplar ile orta nokta deneylerinin yapılması ve bu sonuçların da elde edilmesiyle daha doğru bir korelasyon ve en iyi tasarım noktası belirlenmesi hedeflenmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Gaurav, J. ve Clark, B., (2004). "Design and Optimization of Capillary Tube-Suction Line Heat Exchangers", International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Temmuz 12-15:703.
- [2] Sarker, D. ve Jeong, J.H., (2012). "Development Of Empirical Correlations For Non-Adiabatic Capillary Tube Based On Mechanistic Model", International Journal of Refrigeration, 35:974-983.
- [3] Tiwari, D.R. ve Gupta, R.C., (2012). "Performance Of Non Adiabatic Capillary Tube With Alternate Refrigerants", VRSD International Journal of Mechanical, Automobile & Production Engineering, 5:174-182.
- [4] Xu, B. ve Bansal, P.K., (2002). "Non-Adiabatic Capillary Tube Flow: A Homogeneous Model And Process Description", Applied Thermal Engineering, 22:1801-1819
- [5] Pisano, A. ve diğerleri, (2015). "Optimal Design Of A Light Commercial Freezer Through The Analysis Of The Combined Effects Of Capillary Tube Diameter And Refrigerant Charge On Performance", International Journal of Refrigeration, 52:1-10.
- [6] Björk, E. ve Palm, B., (2006). "Performance Of A Domestic Refrigerator Under Influence Of Varied Expansion Device Capacity, Refrigerant Charge And Ambient Temperature", International Journal of Refrigeration, 29:789-798.
- [7] Khan, M.K., Kumar, R. ve Sahoo P.K., (2009). "Experimental Investigation On Diabatic Flow Of R-134a Through Spiral Capillary Tube", International Journal of Refrigeration, 32:261-271.
- [8] Minitab 17, (2014). Yazılım programı.
- [9] Kline, S. J. ve McClintock, F. A., (1953). "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments, Mechanical Engineering, 75:3-8.
- [10] EES (Engineering Equation Solver). Yazılım programı.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Yasin Koray Hacısalihoğlu
Doğum Tarihi ve Yeri : 06.11.1992 – Şişli/İstanbul
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : ykhacisalihoglu@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2016
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2014
Lise	Fen Bilimleri	Antalya Aldemir Atilla Konuk Anadolu Lisesi	2010

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2014 - 2016	Arçelik A.Ş.	Ar-Ge Mühendisi
2014 – 2014	Disan Hidrolik Mak. San. Tic. ve Ltd. Şti.	Makine Mühendisi
2013 – 2014	Arçelik A.Ş	Proje Asistanı-Stajyer
2012 – 2012	Disan Hidrolik Mak. San. Tic. ve Ltd. Şti.	Stajyer

YAYINLARI

Bildiri

1. Hacisalihoğlu, Y.K., Ağra, Ö., “Experimental Studies of Non-Adiabatic Capillary Tubes With R600a”, International Conference on Energy Systems (ICES’2015),483-489, YTÜ, İstanbul